

LECTURE NOTES

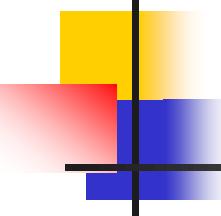
AUTOMOTIVE DESIGN



TRAN Huu Nhan
thnhan@hcmut.edu.vn

Tel.: 0838-963-963

HCMUT - 2020



General information of assessment

Name: **Automotive Design**

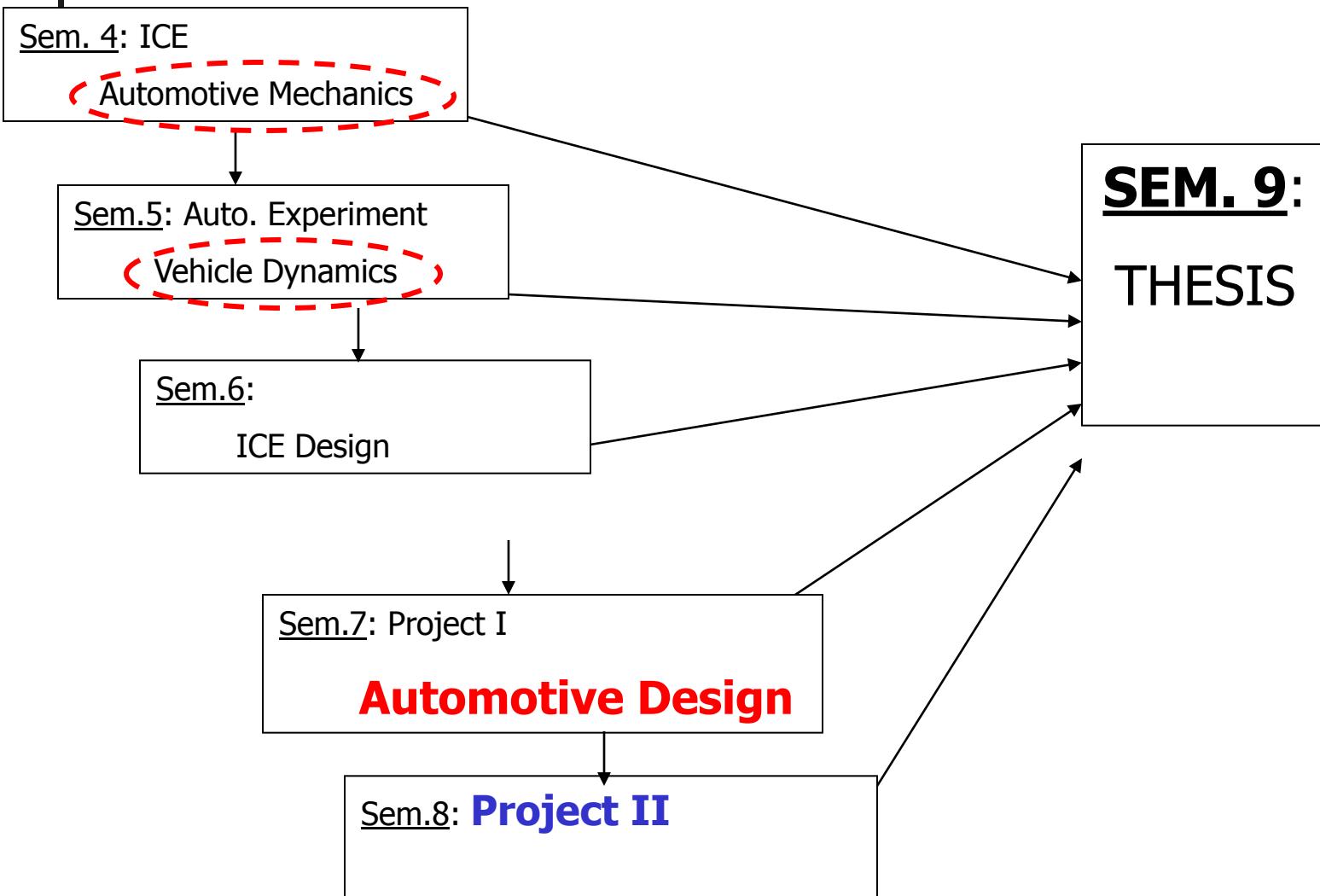
No. of Instruction lesson: Theory 30 periods + Project: - + Homework: -

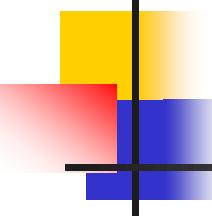
No. credits: 3

Assessment:

| | |
|--------------|-----|
| Mid. Exam: | 30% |
| Report: | 20% |
| Final exam.: | 50% |

Location of the subject





General information

Objectives:

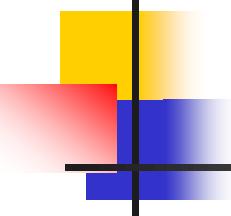
Understand the basic contents of automotive design methods - especially the logic design processes and application in the overall layout design of vehicles, the design of vehicle's systems, components or parts.

Summary of contents:

- Methodology of automotive design.
- General overall layout design of vehicles.
- Design of vehicle's systems, components or parts.

Knowledge and skills:

- Loading conditions of vehicle's systems as well as components or parts in different working modes;
- Know how to choose structural options, system layout;
- Methods of designing general calculations, vehicle's components or parts, selecting manufacturing materials and knowing how to apply automotive design knowledge into production reality.

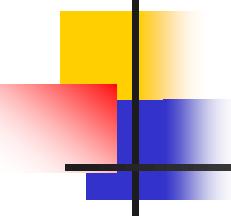


Contents of the subject

- Chapter 1 – Methodology of automotive design.
- Chapter 2 – General overall layout design of vehicles.
- Chapter 3 – Driveline system design
 - ✓ Clutch design
 - ✓ Transmission design
 - ✓ Drive axle design

----- (Mid. Exam) -----

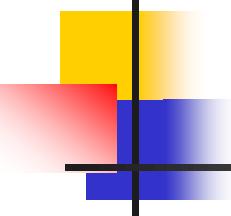
- Chapter 4 – Brake system design
- Chapter 5 – Steering system design
- Chapter 6 – Suspension system design
- Chapter 7 – Automotive structural body design



Working plan

- **Stage 1: Chapter 1 ~ Chapter 3.1**
 - Teacher presents.

- **Stage 2: Chapter 3.2 ~ Chapter 7**
 - Group working (6 groups).
 - Each group presents one report.
 - Teacher: comments, verification, assessment.



Document

References

1. Julian Happian-Smith, Introduction to Modern Vehicle Design, Elsevier
2. Jazar, Reza N. Vehicle Dynamics: Theory and Application, 2 edition, Springer.
3. Kết cấu và tính toán ôtô máy kéo, tập 1, 2, 3 – Nguyễn Hữu Cẩn – Nhà xuất bản Bộ Đại học và Trung học chuyên nghiệp – 1987.
4. Hướng dẫn đồ án môn học “Thiết kế tính toán ô tô” - Nguyễn Hữu Hường, Phạm Xuân Mai, Ngô Xuân Ngát - NXB Đại học Quốc gia TP.HCM-2005.
5. Sổ tay thiết kế ô tô chở khách – Ngô Thành Bắc – NXB GTVT Hà Nội – 1985.

Chaper 1

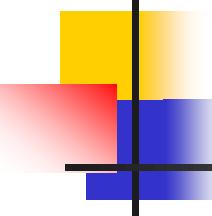
Methodology of automotive design



Dr. TRAN Huu Nhan

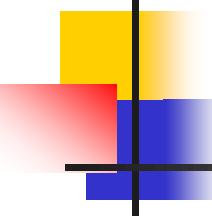
thnhan@hcmut.edu.vn

thnhanbkoto@yahoo.com



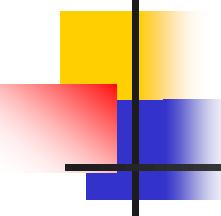
Contents

1. Design mission.
2. Types of design
 - New design
 - Verified design
 - Renovated design
3. Logic design processes:
 - Working conditions
 - Requirements
 - Choose the design plan
 - Overall layout design
 - Engineering design
 - Technology design
 - Cost
4. Loading cases in vehicle design:
 - Statics and Dynamics
 - Specific loading cases
5. Materials in vehicle design.



1. Design mission

- The task set for the designer. Can be set by others or set by yourself.
- Must be implemented as specific as possible.
 - Ex: passenger design?
 - No. of seats
 - Max. speed
 - Facilities: luxury / affordable?
 - No. of doors
 - ...
 - Clutch design?
 - Vehicle's working conditions
 - Gross weight
 - Dimension of Engine
 - Engine max. torque, and power.



2. Types of design

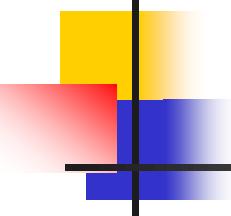
1. New design: Based on the working condition requirements → design the new product. This is a forward design process, the product created after the design process.

2. Verified design: from existing products, verified calculations with actual working conditions to see if the product is satisfied or not. This is the inverse design process. Popular in Vietnam.

Ex.: Tropical conditions → improvement, tropicalization.

3. Renovated design (characteristic change): Product is available, due to changing working conditions → renovation accordingly. This type is only available in Vietnam and other countries with underdeveloped automotive industry. This is the most difficult type of design.

Ex.: Transforming a normal truck into a special vehicle.



3. Logic design processes

Included 7 steps:

1. Determine the **working conditions** of the design object;
2. Determine the **requirements** of the design object;
3. Choose the design plan;
4. Overall layout design;
5. Engineering design;
6. Technology design;
7. Cost

3.1 Working conditions determination

- Ex1: Vehicle's working conditions:

- Types of Vehicle: truck, passenger, special vehicle.

- Loading

- Speed min, max

- Road condition.

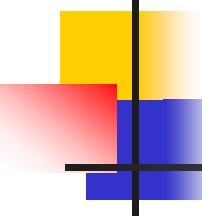
- Specific conditions.

- Ex2: Clutch design:

- Engine's specifications: $T_{e_{\max}}$, $P_{e_{\max}}$

- Driveline system spec.

- Overall layout spec..



3.2 Requirements determination of the design object

- Based on the requirements: from the working conditions in step 1 + current technological capabilities.
- Considered in order of priority from top to bottom.

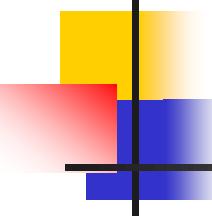
Ex1: With passenger car:

- No. seats, speed, road profile;
- Comfort, safe;
- Beauty, styling.

Ex2: With clutch:

- Transmit all torque from the engine;
- Ability to slide to ensure safety;
- Smoothly connected, definitive;
- Control accuracy.

- When designing, it must be based on the conditions and requirements. In some cases it may only be based on requirements.



3.3 Choose the design plan

- Based on:
 - Requirements
 - Technology capabilities

The designer proposed a plan that satisfies the requirements.

In the design process, designer can use:

- Available design plan
- Propose some new design plans (3 ~ 5 plans)

then analyze, **choose the best plan**. This is the most important design process.

- The best plan is as: satisfied all the design requirements + the simplest plan.

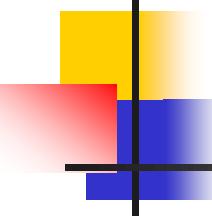
- Clarify design plan with diagrams/explanations.

Ex Vehicle: Overall design diagram.

Diagram explanations.

Clutch: Working principle diagram.

Working principle explanations.



3.4 Overall layout design

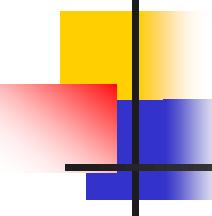
Based on: requirements + selected design plan → determine the parameters on the overall layout diagram.

Ex1: Passenger. Select structural formula is 4x4, two rows of seats.

- Determine the parameters of overall layout: Lo, Bo, LxBxH, G1, G2, ...
- Determine the parameter values of overall layout.
- Check the feasibility of the parameters. If unfeasible, select again.
- Checking according to the working conditions: meeting all the stability working conditions (horizontal, vertical, ...)

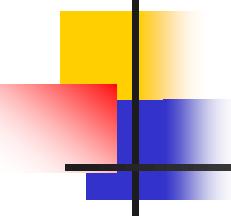
Ex2: Clutch. Select the one dry friction disk, with coil spring locate around.

- Determine the parameters of overall layout: frictional disc area, the number of springs, pressure, outside diameter, inner diameter, average diameter, ..
- Determine the parameter values of overall layout.
- Check: From working conditions, there is always sliding phenomenon → creating friction → generating heat → checking the heat resistance of the clutch, the sliding Work of the clutch.



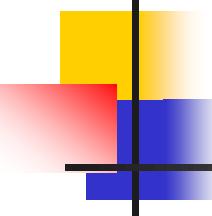
3.5 Engineering design

- Specific design of all parts, system.
- The product of this step is the technical drawing:
 - Mounting drawings
 - Detailed drawings.
 - Calculation notes
- Mounting drawings have two types:
 - Diagram (drawing by convention)
 - Real drawings.



3.6 Technology design

- Establish technological processes to create parts and products.
- Note: Design parts must be technically → machinable and simple to make.



3.7 Cost

- Design to produce the lowest cost, calculate the cost of the product during the duration of using (amount of fuel used, repair, using duration).

CONCLUSIONS:

- When designing, you must follow this 7-step sequence. This is the common design logic for all topics, not just cars.
- In fact, the steps are intertwined. Steps 4 → 7 are considered when performing, step 3 (the most important step).

4.1 Loading cases in automotive design

Design calculation to determine the optimal size of the components → stress-dependent → dependent on load mode.

- Loadings: **statics** << **dynamics** (short time, large magnitude)

- **Dynamic loadings take place as::**

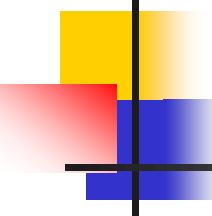
- Clutch engages suddenly;
- Braking suddenly by parking brake;
- Emergency braking without disengaged clutch;
- Gear shift during acceleration;
- Moving on the bad road profile. →

Driveline system's components

Suspension's components

- Specified dynamic load by dynamic load factor (according to experience):

$$k_d = 1.2 \sim 6$$



4.2 Specific loading cases

1. Clutch is engaged suddenly:

Causing the largest dynamic load to the driveline system.

Dynamic load factor:

$$k_d = \beta \frac{i + 8}{i}$$

β : clutch reserve ratio

i : overall transmission ratio of the driveline to the current gear.

Experiment:

- Torque at primary transmission shaft= $(3 \sim 3,5) \times T_{e\max}$
- Torque at the drive wheels = $2 \times T$ transmitted from the engine.

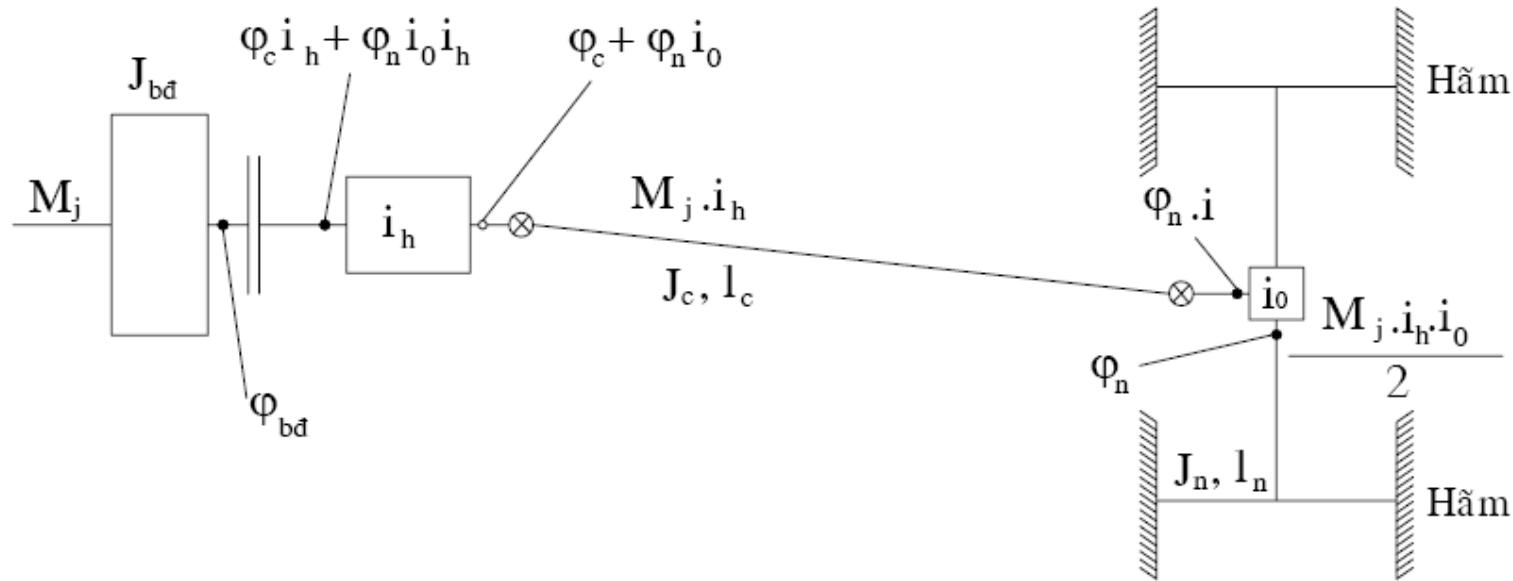
4.2 Specific loading cases

***Dynamic loading factor of driveline system when
Clutch engaged suddenly:***

| | Type of vehicle | | | | | |
|---------------------|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | GAZ-51 | | ZIN-150 | | MAZ-200 | |
| Dyn. Loading factor | 1 gear | reverse | 1 gear | reverse | 1 gear | reverse |
| Theory | 1,99 | 1,55 | 1,94 | 1,78 | 2,17 | 1,97 |
| Experiment | 2,2 | - | 2,75 | - | 2,14 | - |

4.2 Specific loading cases

2. Emergency braking without disengaged clutch:



Calculated Diagram when **Emergency braking without disengaged clutch**

φ_c, φ_n : torque angles of the propeller shaft and haft shaft

J_c, J_n : mass inertial moment of the propeller shaft and haft shaft

i_c, i_n : length of the propeller shaft and haft shaft

4.2 Specific loading cases

Emergency braking with engaged clutch → the flywheel must stop for a short time → very large deceleration → the inertial torque M_j of the flywheel will pass through the clutch, causing the dynamic load applied to the driveline system.

When the wheel has stopped, the flywheel (with mass inertia moment J_{bd}) also rotates an additional angle ϕ_{bd} → driveline's shafts are twisted:

$$\phi_{bd} = \phi_c \cdot i_h + \phi_n \cdot i_0 \cdot i_h$$

With: $\phi_c = \frac{M_j \cdot l_h \cdot l_c}{J_c \cdot G}$ $\phi_n = \frac{M_j \cdot i_h \cdot i_0 \cdot l_n}{2J_n \cdot G}$ \longrightarrow $\phi_{bd} = M_j \left(\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2J_n \cdot G} \right)$

Set: $C = \frac{1}{\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2J_n \cdot G}}$

$$M_j = C \cdot \phi_{bd}$$

Have: $M_j = J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt}$

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = C \cdot \phi_{bd}$$

Derive

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = J_{bd} \cdot \frac{d\phi_{bd}}{dt} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{d\phi_{bd}} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \frac{d\omega_{bd}}{d\phi_{bd}}$$

$$\longrightarrow C \cdot \phi_{bd} \cdot d\phi_{bd} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd}$$

4.2 Specific loading cases

Boundary conditions:

Initial braking stage: $\varphi_{bd} = 0 \quad \omega_{bd} = \omega_0$

Ending braking stage: $\varphi_{bd} = \varphi_{max} \quad \omega_{bd} = 0$

Integral:

$$\int_0^{\varphi_{max}} C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = \int_{\omega_0}^0 J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd}$$

$$\longrightarrow C \cdot \varphi_{max}^2 = J_{bd} \cdot \omega_0^2 \quad \longrightarrow \quad \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{\frac{J_{bd}}{C}}$$

Max. of inertial torque apply on the driveline system:

$$M_{jmax} = C \cdot \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{J_{bd} \cdot C}$$

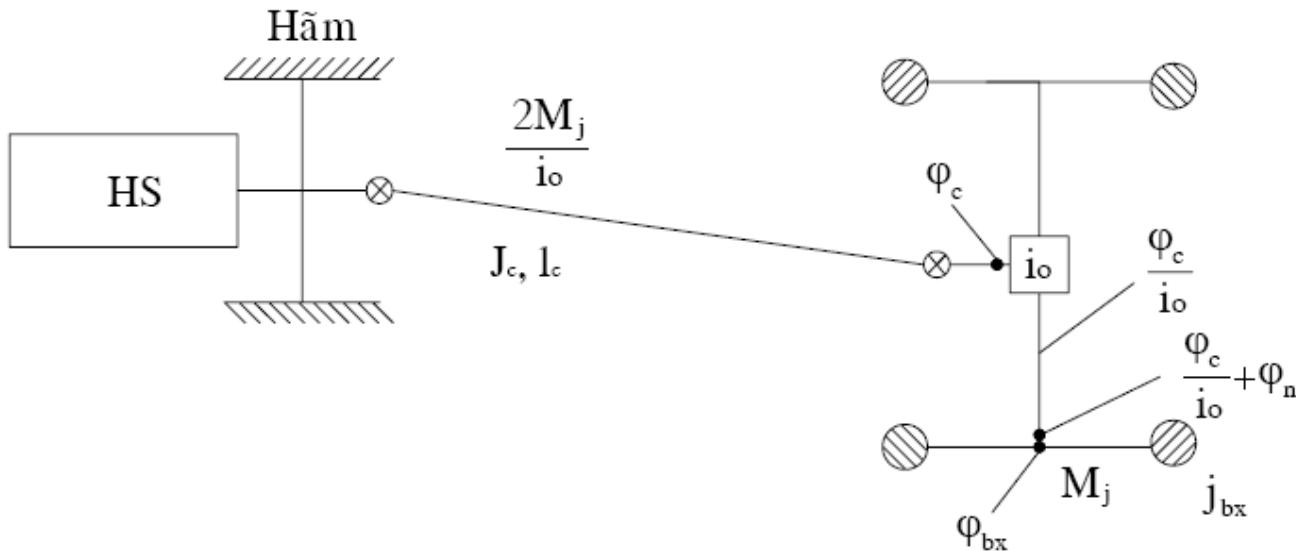
Emergency braking when the vehicle is in a direct gear, high speed ($n_e = 2000 \sim 2500$ rpm/min) with engaged clutch: $M_{jmax} = (15 \sim 20)T_{e_{max}}$

Calculated load: Maximum Torque of the clutch

4.2 Specific loading cases

3. Braking suddenly by parking brake

Consider the case of parking brake arranged in the secondary shaft of gearbox. When using the parking brake, the secondary shaft is tightened but the wheel is still facing at w_{bx} before stopping completely → Inertial torque appears, retransmission to the driveline system causes torsion: $M_j = J_{bx} \frac{d\omega_{bx}}{dt}$



Calculated Diagram when **Braking suddenly by parking brake**

4.2 Specific loading cases

Torsion angle relation:

$$\varphi_{bx} = \frac{\varphi_c}{i_o} + \varphi_n$$

Have

$$\left. \begin{aligned} \varphi_c &= \frac{2M_j \cdot l_c}{i_o \cdot J_c \cdot G} \\ \varphi_n &= \frac{M_j \cdot l_n}{J_n \cdot G} \end{aligned} \right\} \quad \varphi_{bx} = M_j \left(\frac{2 \cdot l_c}{i_o^2 \cdot J_c \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G} \right) \longrightarrow M_j = C \cdot \varphi_{bx}$$

Substitute
:

$$J_{bx} \cdot \frac{d\omega_{bx}}{dt} = C \cdot \varphi_{bx} \longrightarrow \varphi_{bx \max} = \omega_{bx0} \sqrt{\frac{J_{bx}}{C}}$$

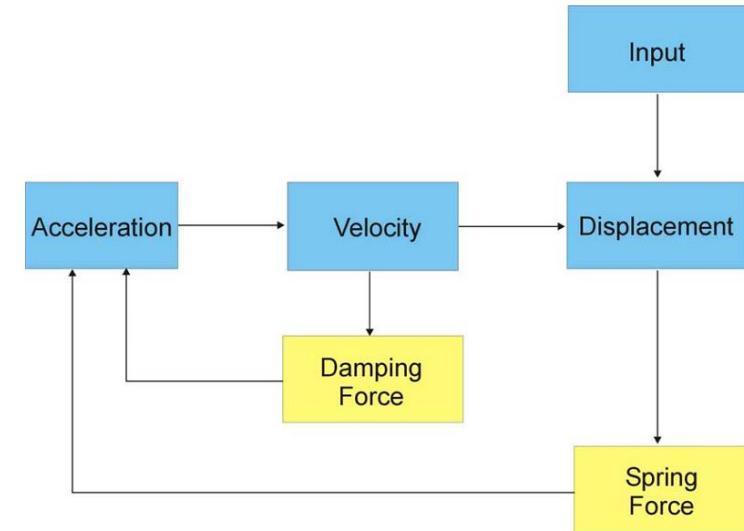
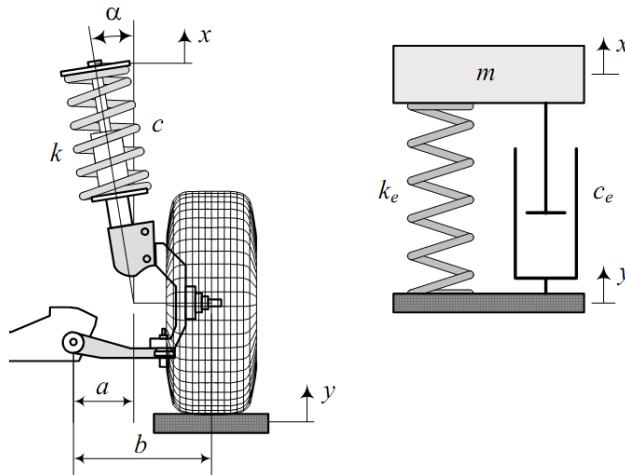
$$M_{j \max} = \omega_{bx0} \sqrt{J_{bx} \cdot C}$$

$$C = \frac{1}{\frac{2 \cdot l_c}{i_o^2 \cdot J_c \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G}}$$

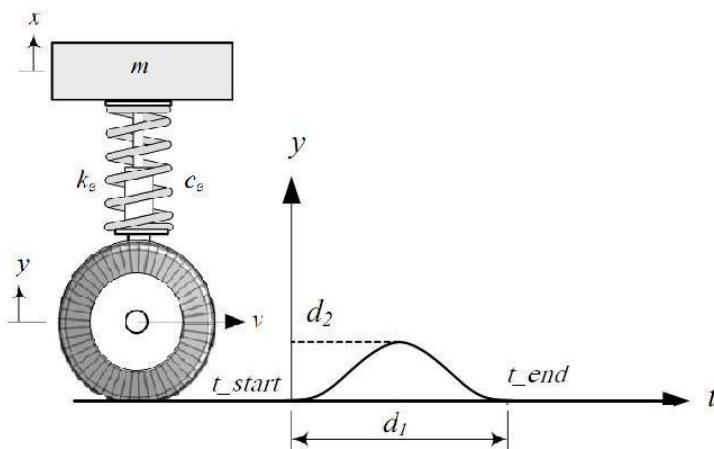
Torsion stiffness of the driveline system when
braking by parking brake.

4.2 Specific loading cases

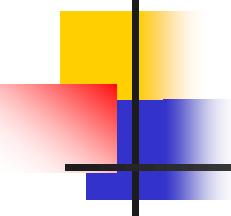
4. Vertical loadings:



$$m\ddot{x} = -c_o(\dot{x} - \dot{y}) - k_e(x - y)$$



$$y = \begin{cases} 0 & t < t_{start} \\ d_2 \sin^2 \frac{2\pi\nu}{d_1} t; & t_{start} \leq t < t_{end} \\ 0 & t \geq t_{end} \end{cases}$$



4.3 Calculated loading in automotive design

Comments:

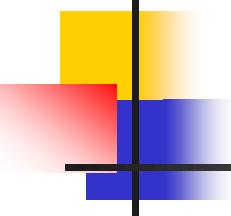
When designing any object, there are many load modes.

The designer needs to choose a load mode to calculate reasonably.

When selected properly, the product design will be durable enough.

When designing the parts:

static load + Safety factor (Dynamic load coefficient)



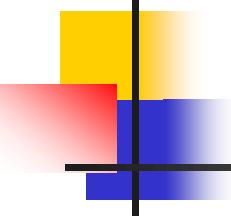
4.3 Calculated loading in automotive design

1. Calculated loadings apply on driveline system:

- Determine of the engine torque transmitted to the other parts;
- Determine the torque calculated according to the conditions of friction back to the parts;
- Take the **smaller** torque value as the calculated one.

Torque transmits from engine to parts, M_x : $M_x = M_{e\max} \cdot i \cdot \eta$

Torque calculated by friction condition, M_b : $M_b = \frac{x \cdot Z_{bx} \cdot \Phi \cdot r_{bx}}{i \cdot \eta}$



4.3 Calculated loading in automotive design

2. Calculated loading apply on brake system :

Braking forces are calculated by the max. of friction forces. Then the braking torque:

$$M_p = Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}$$

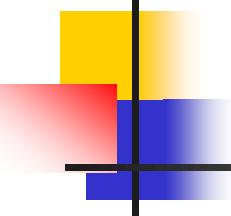
If the vehicle has two drive-axles:

$$M_{p_1} = \frac{G_1}{2} \cdot m_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' \cdot h_g) \varphi \cdot r_{bx}$$

$$M_{p_2} = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' \cdot h_g) \varphi \cdot r_{bx}$$

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b}$$

$$m_2 = 1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot a} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a}$$

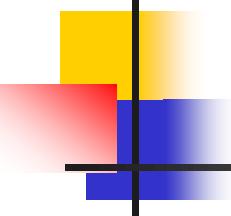


4.3 Calculated loading in automotive design

3. Calculated loadings apply on suspension and axles

Calculated by maximum load and dynamic load factor:

$$k_d = \frac{P_{\max}}{P_t} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_t}$$



4.3 Materials in automotive design

- Many kind of materials are used.
- Knowledge: materials, practical, reference books.
- Based on:
 - Satisfying working conditions: mechanical strength, fatigue, environment, ...
 - Satisfied with technology, cost.

VD: Front and rear end of bus body: sheet metal → composite.

- When designing, it is necessary to pay close attention to environmental sustainability requirements (humidity, rain, water, mud, rust, ...).
- Before designing, it is necessary to select materials, then calculate strength of materials.

Chapter 2

Overall automotive layout design

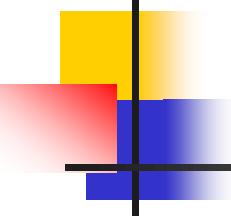
Determine working conditions of vehicles.

Determine design requirements of the vehicle.



Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn



Contents

1. General layout parameters.

- General specifications.
- Size specifications.
- Weight specifications.

2. Overall layout design.

- Determine working conditions of vehicles.
- Determine design requirements of the vehicle.
- Choose a overall layout design plan.
- Overall layout design.

3. Some examples of overall layout design

- Passenger
- Truck
- Special vehicles.

1. General layout parameters

1.1 General specifications:

- Structural formula: 4x2, 4x4
 - rear-wheel drive (RWD).
 - front-wheel drive (FWD).
 - four-wheel drive (4WD) or all-wheel drive (AWD).

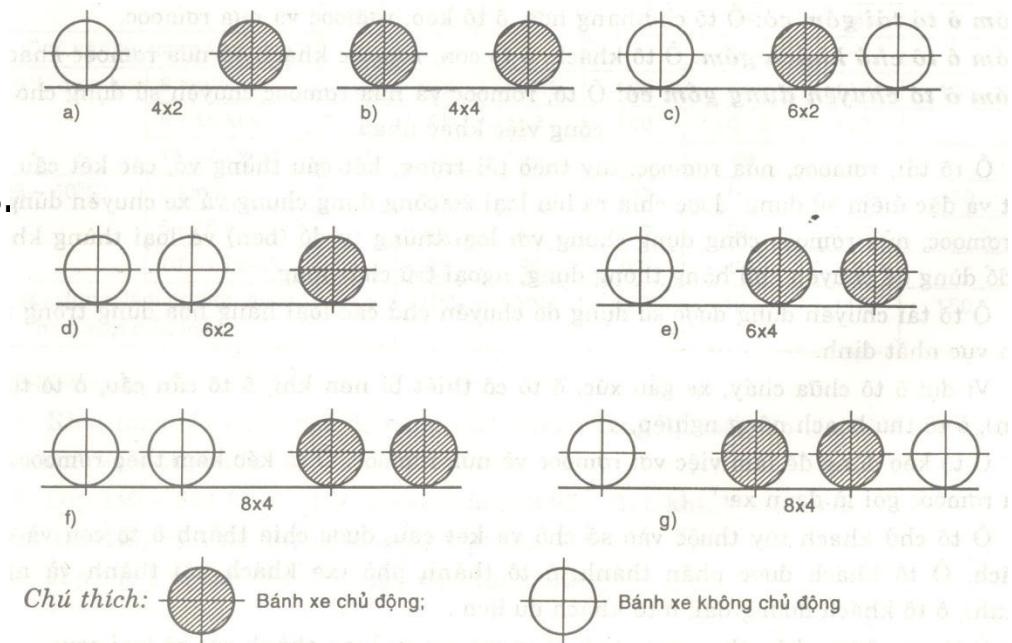
Symbol:

a – No. of axle's ends.

b – No. of drive-axle's ends.

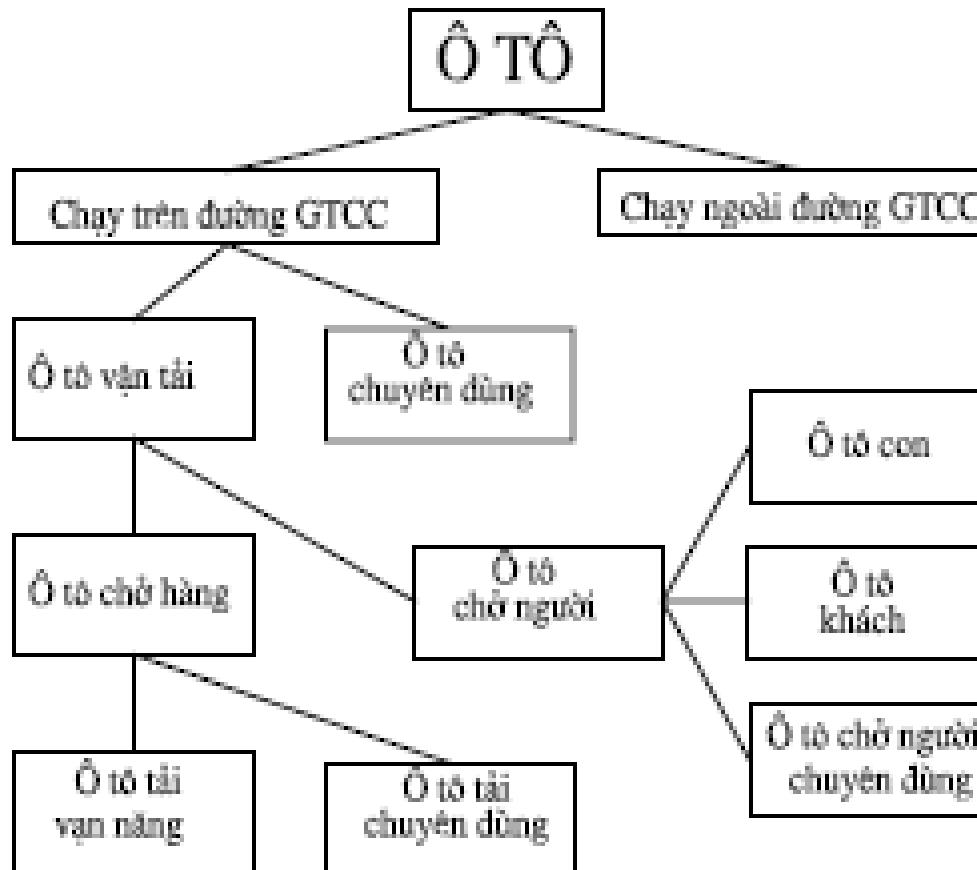
Structural formula:

$a \times b$.

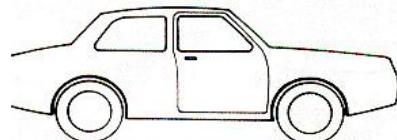


1.1 General layout parameters: vehicle classifications

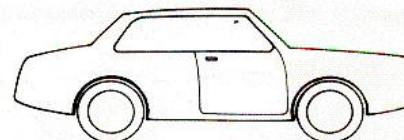
Vietnamese standards:



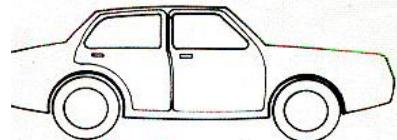
1.1 General layout parameters: passenger cars



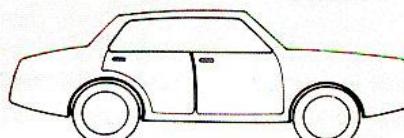
two-door sedan (coupe similar)



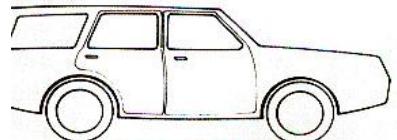
two-door hardtop



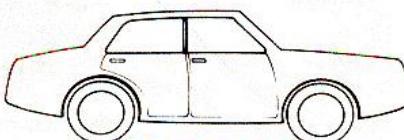
four-door sedan



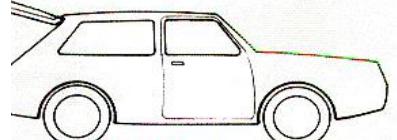
four-door hardtop



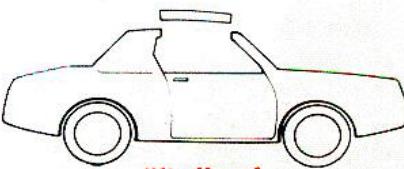
station wagon
(two-door or four-door)



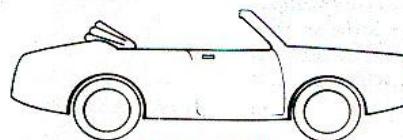
pillared hardtop



hatchback
(two-door or four-door)

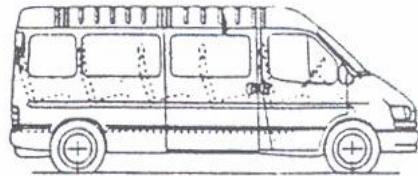


lift-off roof

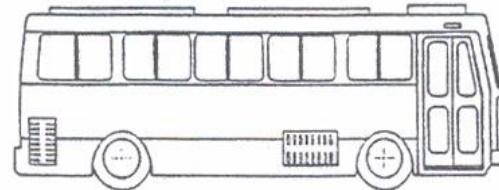


convertible

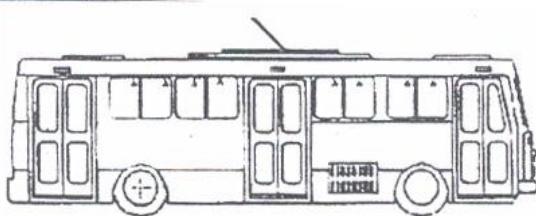
1.1 General layout parameters: buses



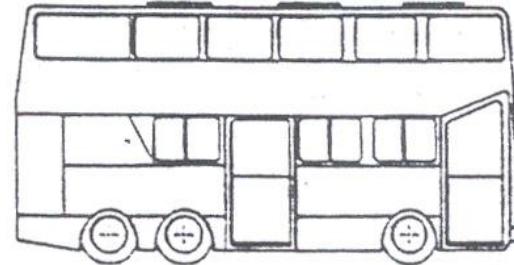
a)



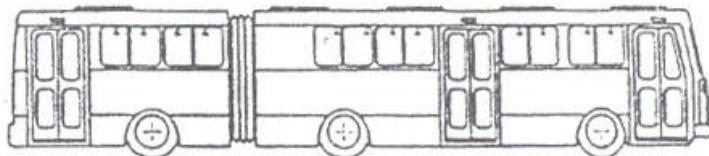
b)



c)



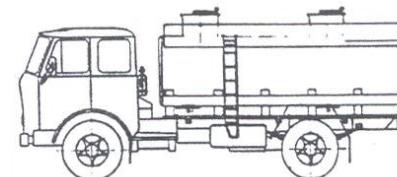
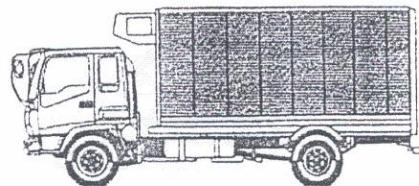
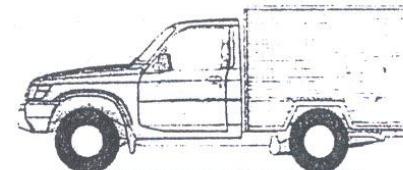
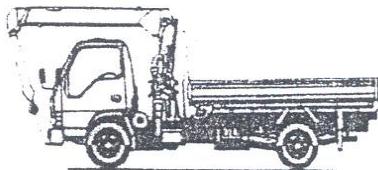
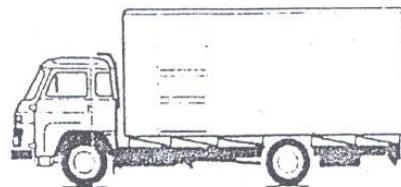
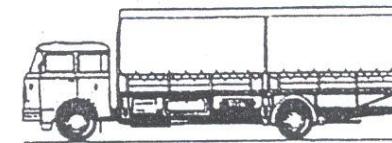
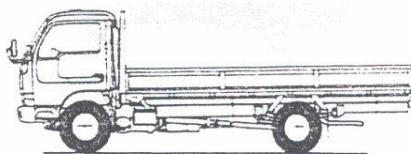
d)



e)

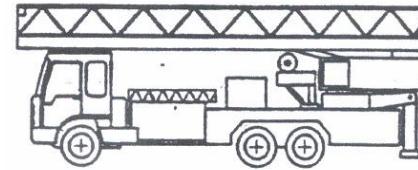
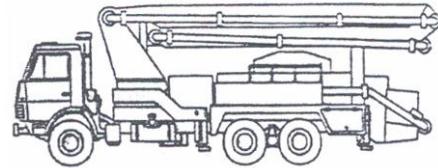
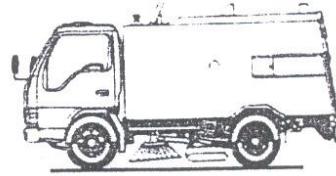
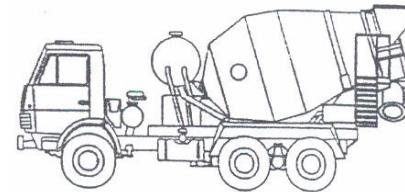
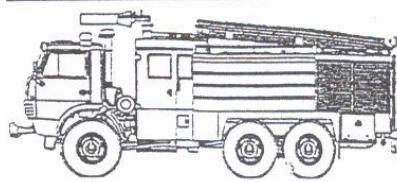
- a) Minibus (< 17 CN)*
- b) Bus*
- c) Trolley bus*
- d) Double decker bus*
- e) Cabins connected bus*

1.1 General layout parameters: trucks



1. *Opened cargo*
2. *Plastic shield cargo*
3. *Closed cargo*
4. *Dump truck*
5. *Crane*
6. *Insulation*
7. *Frozen*
8. *Tank (xitec)*

1.1 General layout parameters: special vehicles

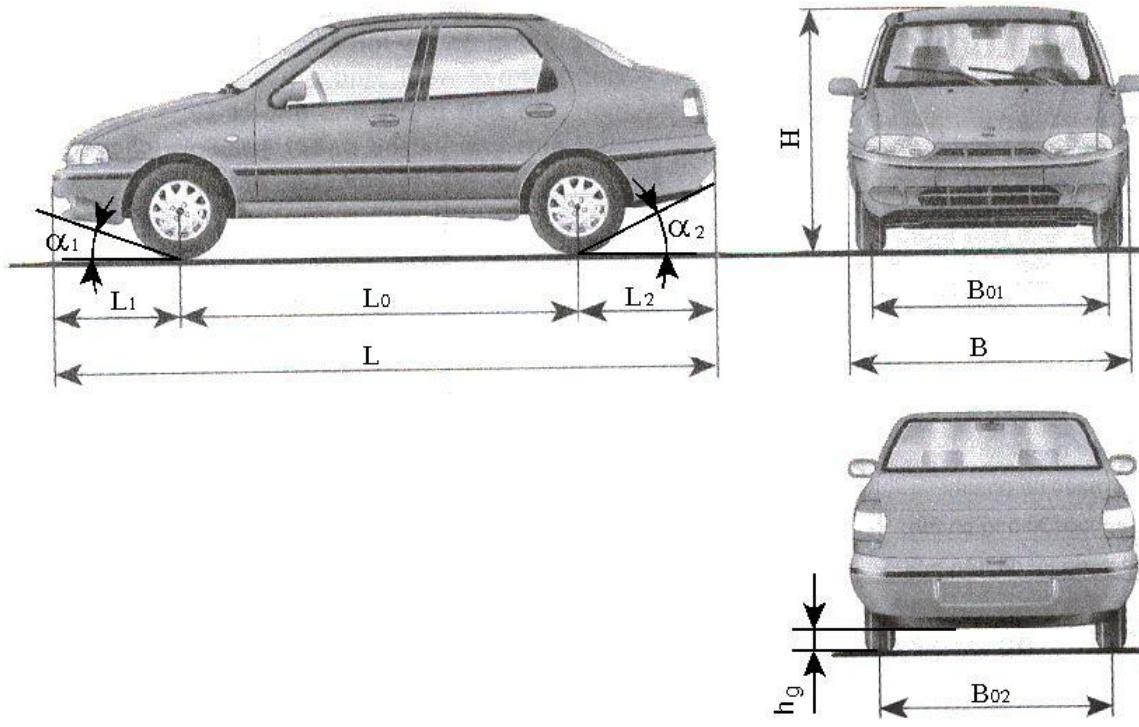


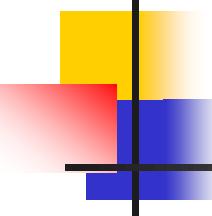
1. *Fire truck*
2. *Concrete mixer*
3. *Sweeper*
4. *Toilet suction*
5. *Concrete pump*
6. *Ladder*

1.2 Dimensional specifications

1.2 Dimension specifications:

- Overall layout drawings: side-view, top-view, front-view, rear-view
- Outer dimensions:
 - $L_o, L \times B \times H, B_{01}, B_{02}$
 - $L_{th} \times B_{th} \times H_{th}$



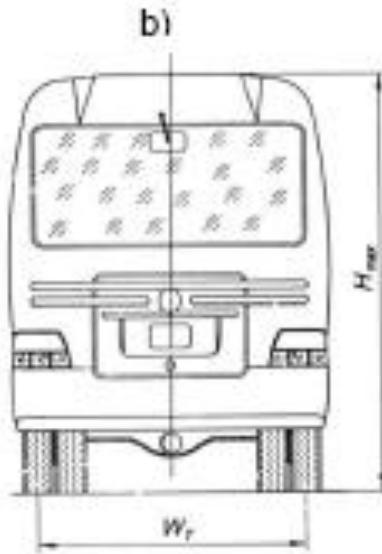
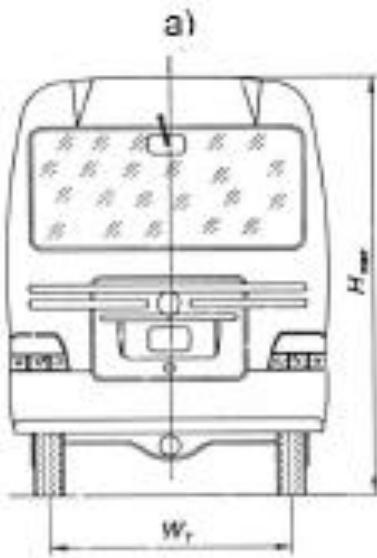


1.2 Dimensional specifications

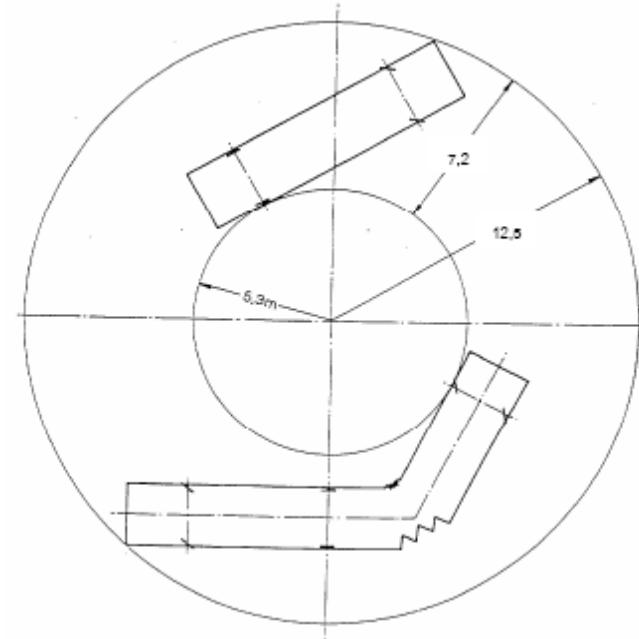
According to 22 TCN 307 – 03:

- Max. of length:
 - General vehicles: 12.2 m
 - Semi trailer, trailer, cabin connected bus: 20 m
- Max. of width: 2.5 m
- Max. of height:
 - Vehicles with gross weight larger than 5 tons: 4.0 m
 - Vehicles with gross weight smaller than 5 tons : $H_{\max} \leq 1.75W_T$
 W_T = distance between the center of the contact print of the two outer rear wheels
(double wheels) or the two rear wheels (single wheel) with the road surface.
- Tail length:
 - Buses: not larger than 65% of wheel base
 - Trucks: not larger than 60% of wheel base
- Ground clearance: ≥ 120 mm.
- Min. turning radius: $\leq 12m$, follow the outer front wheel track.

1.2 Dimensional specifications

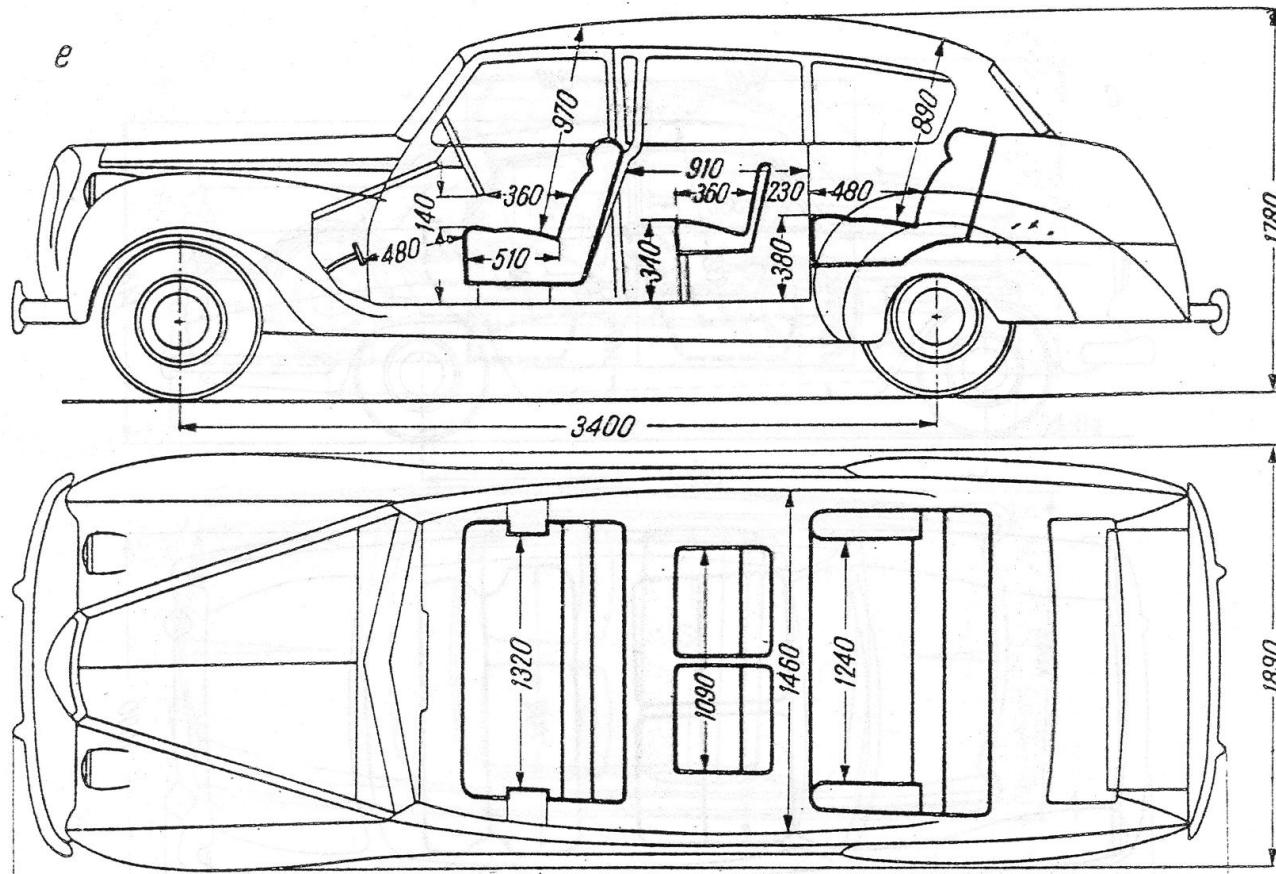


Correlation H_{\max} and W_t



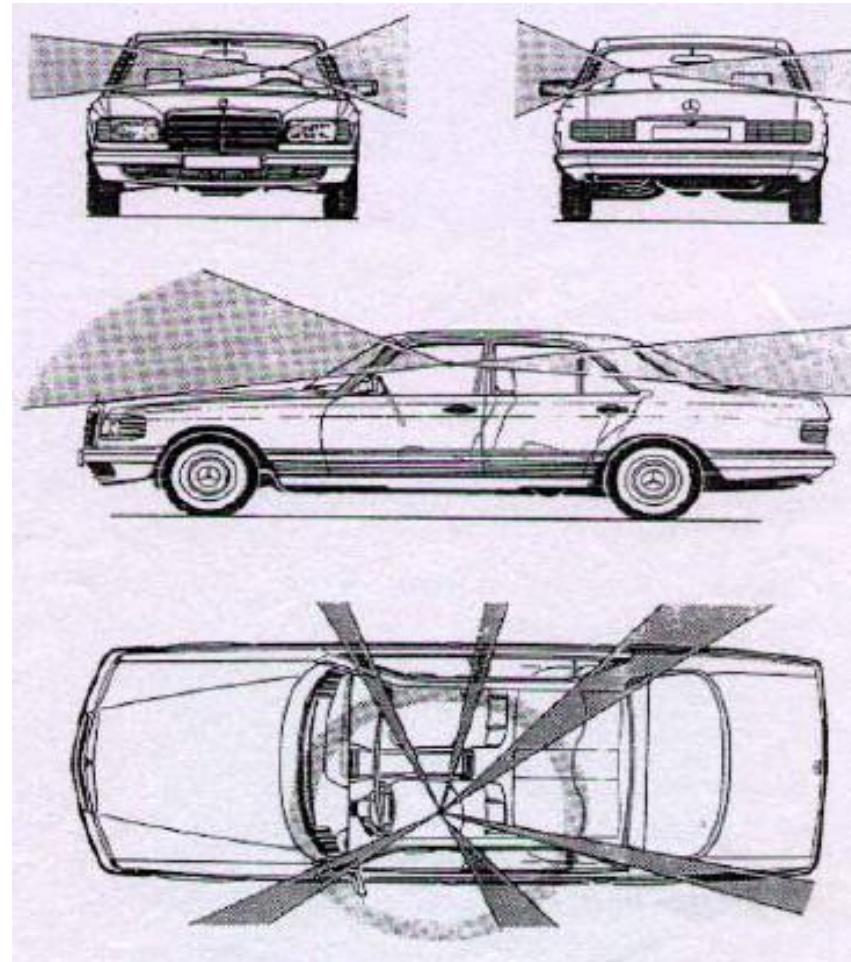
Min. turning radius

1.2 Dimensional specifications

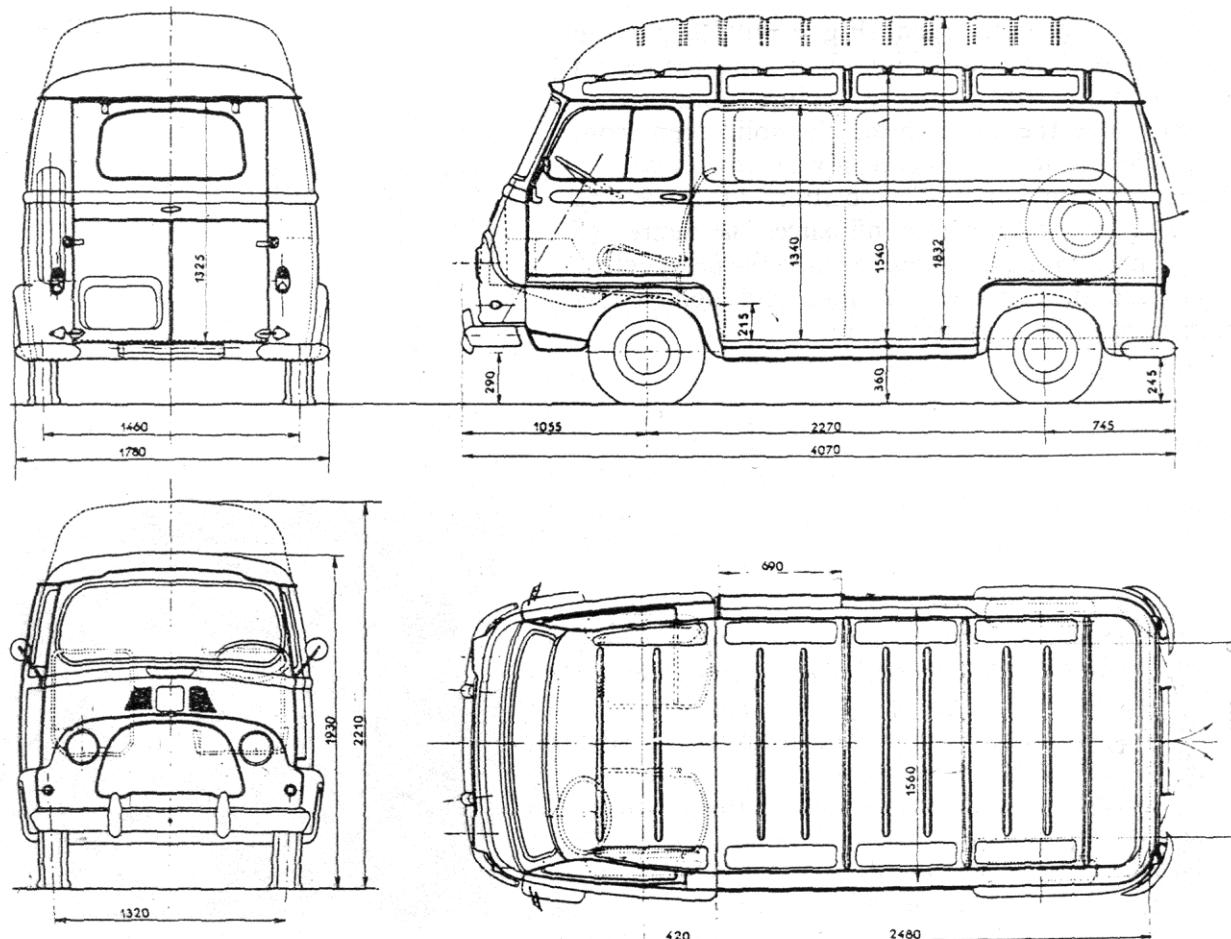


Internal dimensions: visibility, operating space, ...

1.2 Dimensional specifications

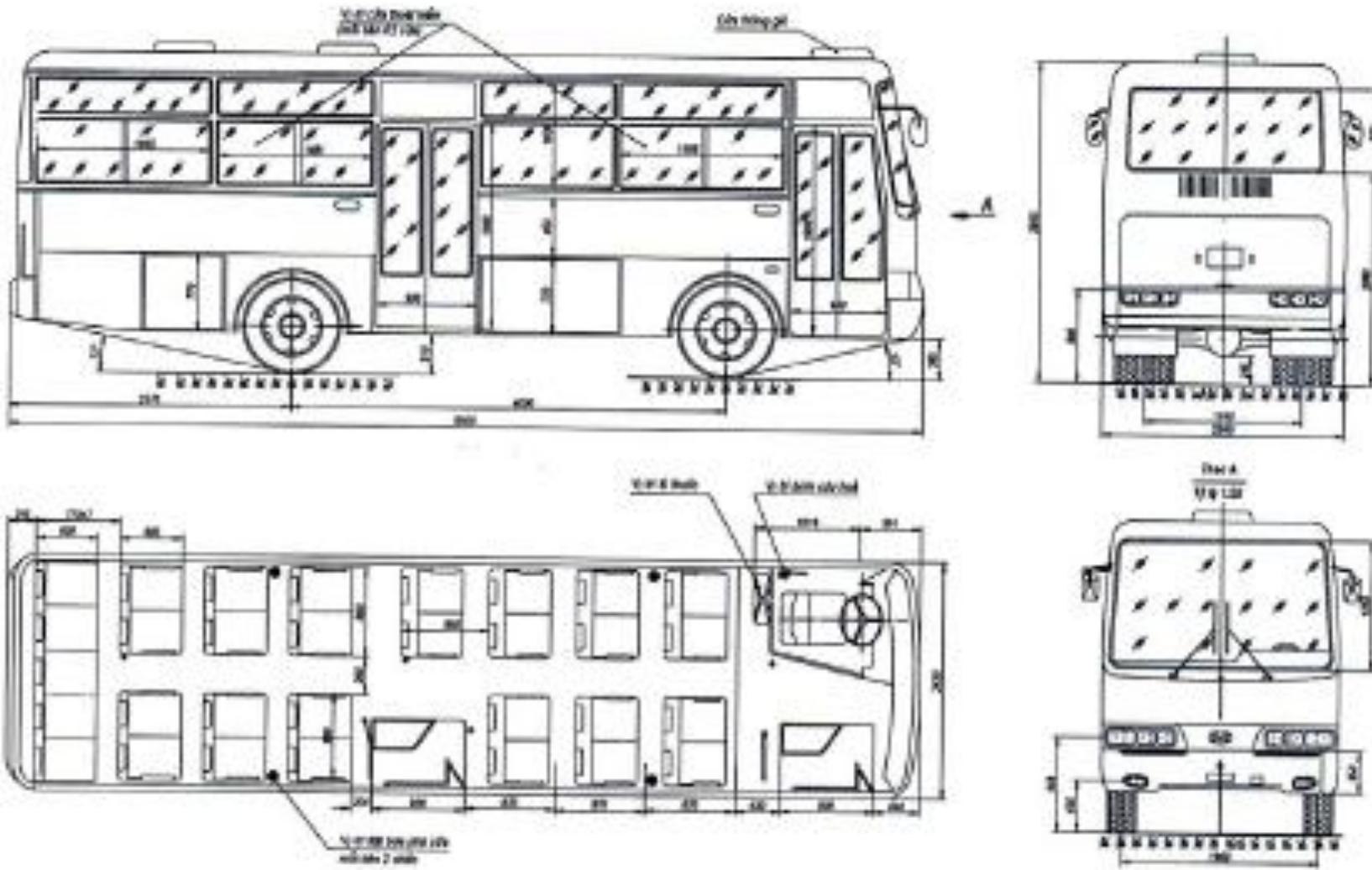


1.2 Dimensional specifications



Renault 'Estafette' van

1.2 Dimensional specifications



1.2 Dimensional specifications

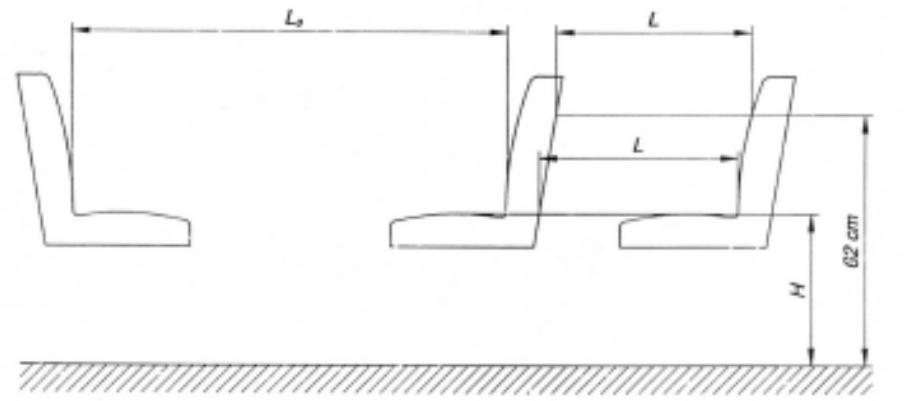
For buses: (TCN 5749:1999 Buses – General requirements)

- Standing:

- Area/person $\geq 0.125 \text{ m}^2$.
- Useful height $\geq 1800 \text{ mm}$.
- Useful width $\geq 300\text{mm}$.

- Seating:

- seat width $\geq 400 \text{ mm}$
- seat depth $\geq 350 \text{ mm}$
- seat height $400 \sim 500 \text{ mm}$
- Distance from the back of the front seat to the front of the back seat $\geq 630 \text{ mm}$.



Đơn vị đo: mm

| L _s nhô nhất | L _g nhô nhất | H |
|-------------------------|-------------------------|--|
| 630 | 1250 | 400 + 500 (Tại vòm che bánh xe và nắp động cơ: H ≥ 350) |

1.2 Dimensional specifications

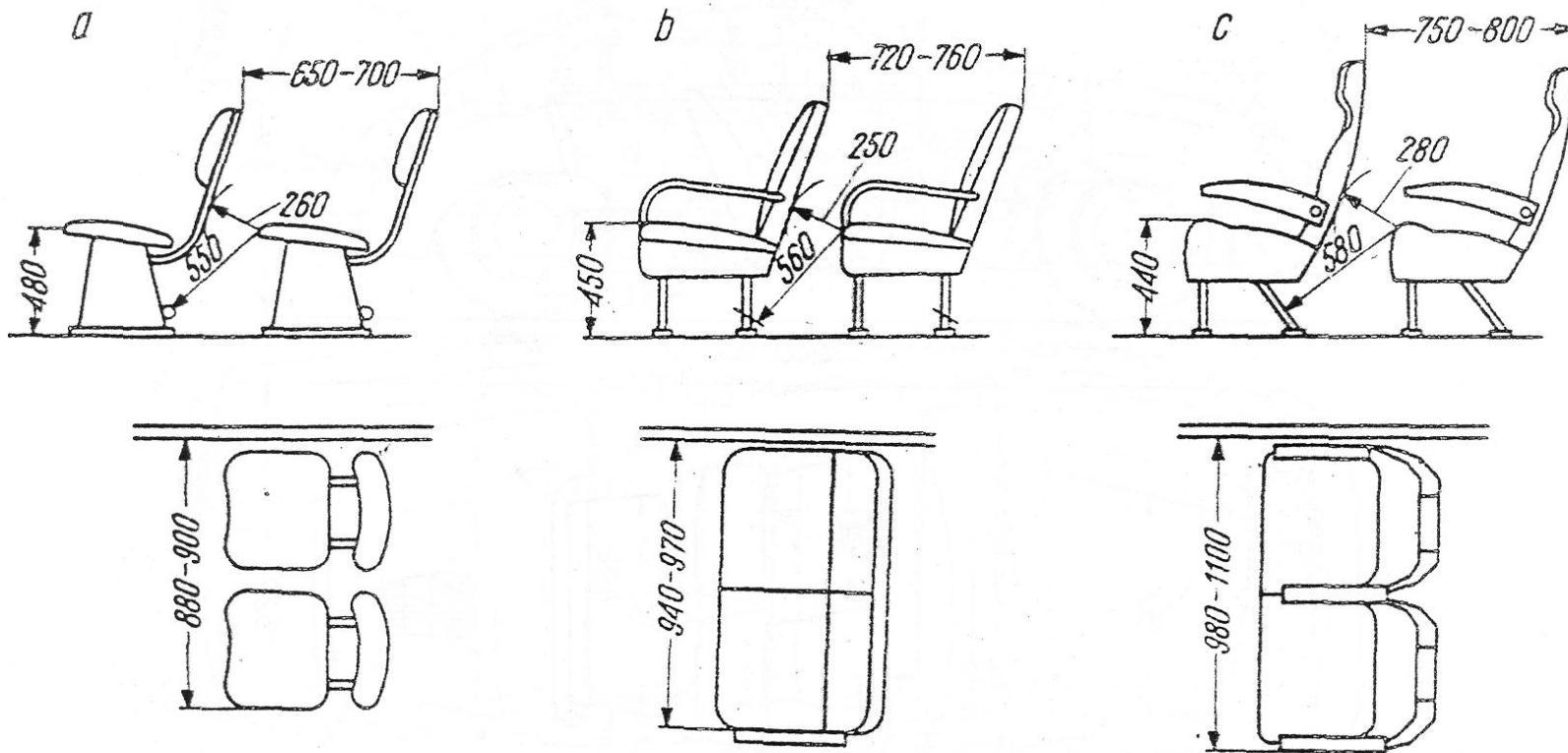


Fig. 4.12—Seating dimensions for (a) city buses, (b) inter-city buses and (c) touring coaches

1.2 Dimensional specifications

For buses:

- No. of doors:

- Depending on no. of passengers

| No. of passengers | No. of doors | | |
|-------------------|--------------|-------|-------|
| | City | Urban | Coach |
| 10-45 | 1 | 1 | 1 |
| 46-70 | 2 | 1 | 1 |
| 71-100 | 3 | 2 | 1 |
| >100 | 4 | 3 | 1 |

- Door's dimensions:

- To 40 pas.: 650 x 1700 (single), 1200 x 1700 (double)
 - Over 40 pas.: 650 x 1800 (single), 1200 x 1800 (double)

- aisle:

- width \geq 400 mm
 - height \geq 1800 mm
 - slope \leq 8%

- Head length: 30 ~ 35% Lo, depend on engine location, door, loading distributions.
- Rear exit angle \geq 18°

1.2 Dimensional specifications

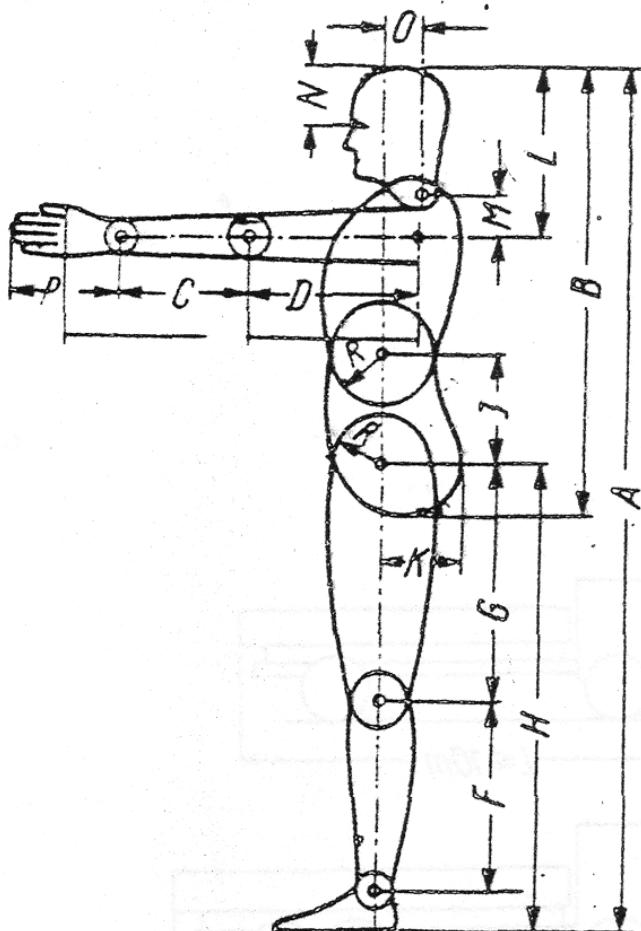
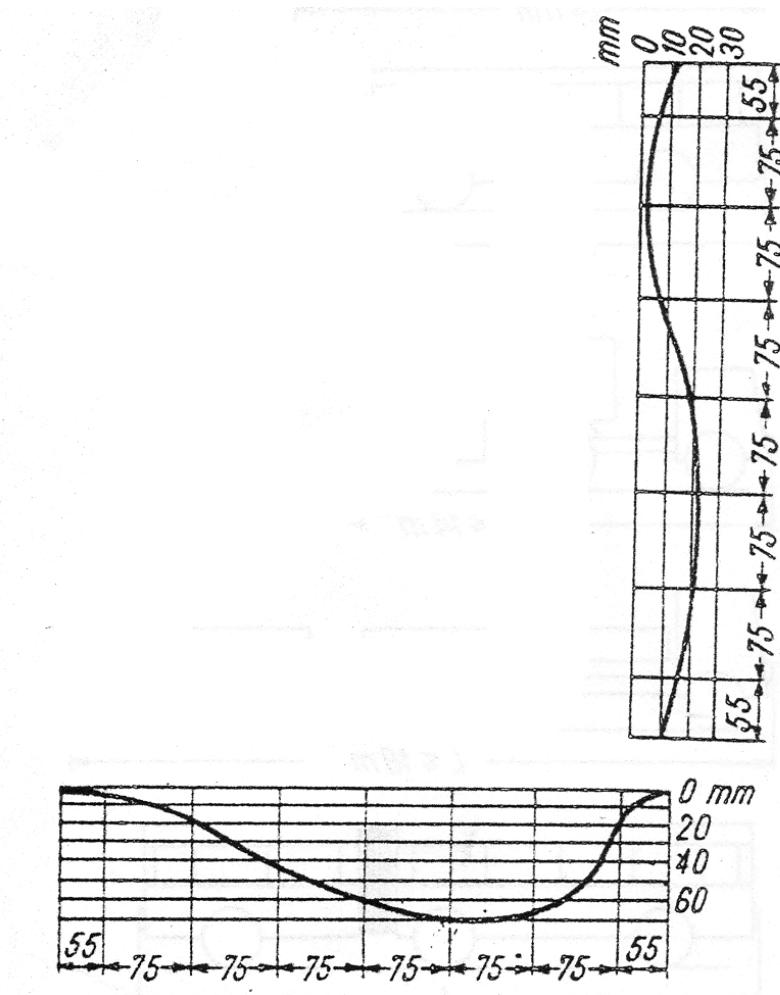


Fig. 4.4—Model dimensions of an average person

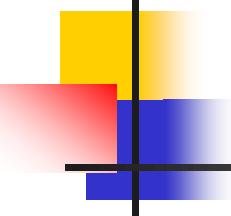
Table 4.1 Human dimensions (mm)

| A | 1900 | 1750 | 1600 |
|----------------|------|------|------|
| B | 975 | 900 | 850 |
| C | 280 | 255 | 230 |
| D | 370 | 335 | 300 |
| E | 750 | 685 | 680 |
| F | 430 | 390 | 350 |
| G | 515 | 475 | 435 |
| H | 1050 | 950 | 850 |
| I | 275 | 225 | 225 |
| K | 160 | 150 | 140 |
| L | 360 | 330 | 300 |
| M | 90 | 80 | 80 |
| N | 135 | 130 | 125 |
| O | 70 | 60 | 50 |
| P | 220 | 200 | 180 |
| R | 125 | 100 | 100 |
| Shoulder width | 430 | 400 | 370 |
| Hip width | 325 | 300 | 275 |

1.2 Dimensional specifications



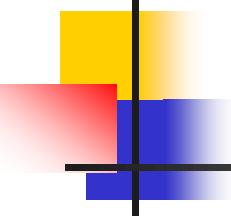
Deformation of seat cushions and back cushion under seat load



1.3 Weight specifications

1.3 Weight specifications:

- Curb weight (G_0) : is the total **mass** of a vehicle with standard equipment and all necessary operating consumables such as motor oil, transmission oil, coolant, air conditioning refrigerant, and sometimes a full tank of fuel, while not loaded with either passengers or cargo..
- Loading weight (G_h) : loaded weight of driver, passengers and cargo.
- Gross weight is the maximum operating **weight/mass** of a **vehicle** as specified by the manufacturer including the **vehicle's** chassis, body, engine, engine fluids, fuel, accessories, driver, passengers and cargo but excluding that of any trailers. (G_a) : $G_a = G_0 + G_h + G_n$



1.3 Weight specifications

According to the 22 TCN 307 - 03:

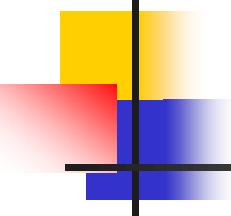
- The weight distributed on the steering axle must not be less than 25% of the vehicle in each case of no-load or full-load vehicles.
- Allowable weight distributed to axes:
 - Single: 10 tons
 - Double: depend on the distance between the axles, d
 - $d < 1.0 \text{ m}$: 11 tons
 - $1.0 \leq d \leq 1.3 \text{ m}$: 16 tons
 - $d \geq 1.3 \text{ m}$: 18 tons

1.3 Weight specifications

Tractor combination + semi-trailer:

- + 03 axles: < 26 tons
- + 04 axles : 34 tons
- + 05 axles : 44 tons
- + 06 axles : 48 tons

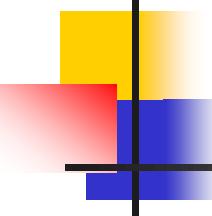




2. Overall layout design

Objectives: Determining the value of overall layout parameters. The design of automotive overall layout is done according to the 4-steps as:

1. Working conditions;
2. Requirements of automotive design;
3. Choose a general layout design plan;
4. Overall layout design.



2.1 Working conditions determination

Is determined by the general design task and specific design.

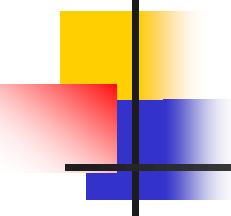
Ex.: passenger car design

1. Type: passenger car
2. No. of seats: 4, 5, 7, 9 → necessary to be accurated
3. Max. of speed, V_{amax} .
4. Road type → Total resistant coefficient: $\psi = f + i$

(22 TCN 307 – 03: in case of climbing 20% and full load → $\psi_{min} = 0.22$)

(Lý thuyết OTMK: Friction coefficient with good asphalt road: $f = 0.015 \sim 0.018$,

with sand road $f = 0.10 \sim 0.30$)



2.1 Working conditions determination

There are three types of requirements:

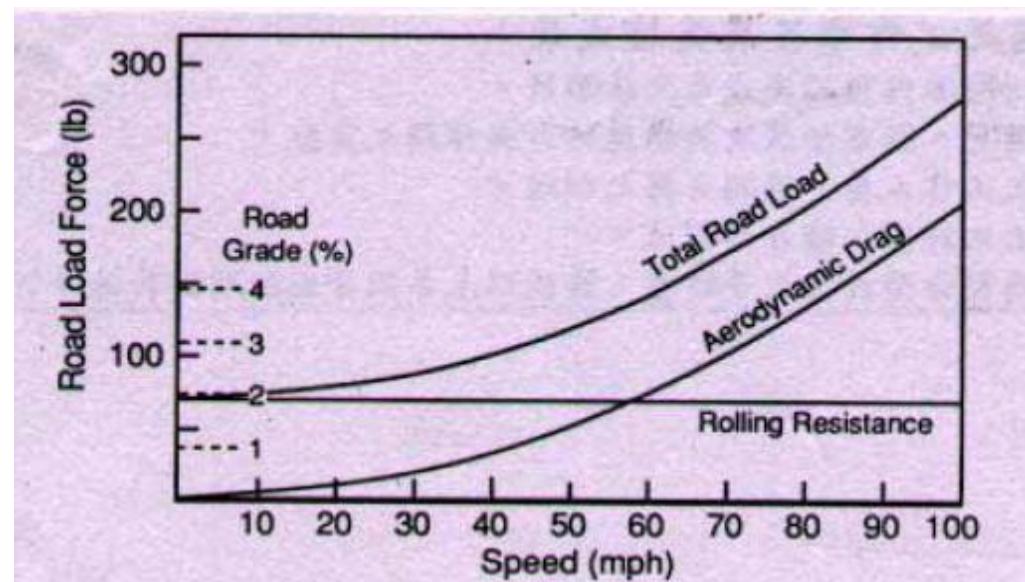
- Technical requirements: ensuring satisfaction of working requirements such as load, speed, and road conditions.
- Comfort requirements: ventilation, air conditioning, safety, ...
- Aesthetic requirements.

2.2 Resistant Forces

Note: body shape strongly affect to the Aerodynamic Drag.

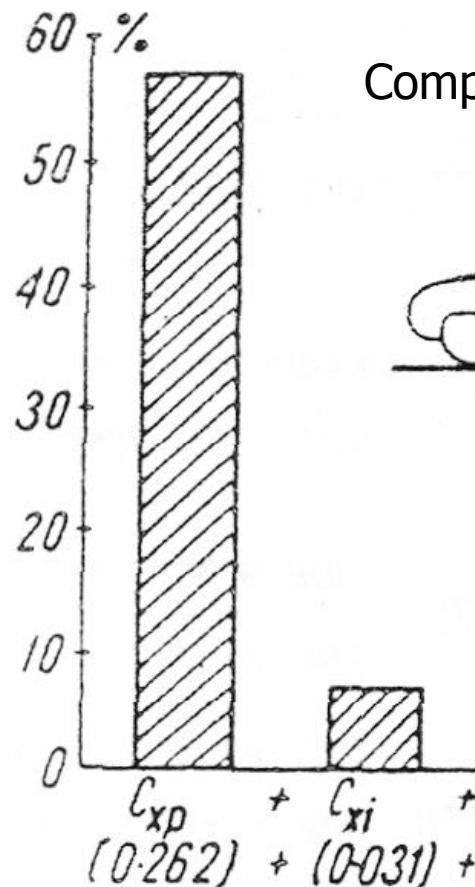
When moving on the road:

- Rolling resistance force: P_f
- Aerodynamic drag: P_w
- Climbing force/Road grade: P_i
- Inertial force: P_j
- Trailer resistance force: P_m

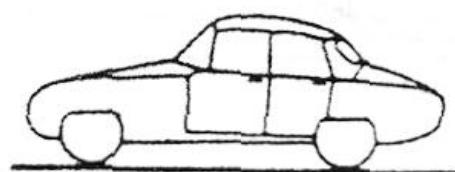


$$P_w = \frac{1}{2} C_x \rho F v_0^2 \rightarrow \text{Increased as speed is increased}$$

2.2 Aerodynamic resistance coef. C_d



Components of Aerodynamic resistance coefficient: C_d



C_{xp} 58%
 C_{xi} 7%
 C_{xt} 9%
 C_{xz} 14%
 C_{xc} 12%

Fig. 5.3—Percentage and absolute values of aerodynamic drag components for a 1955 American mass-produced car:
 C_{xp} —profile drag; C_{xi} —induced drag; C_{xt} —frictional resistance;
 C_{xz} —drag due to excrescences (trim mouldings, handles, ornaments, etc.); C_{xc} —cooling system drag

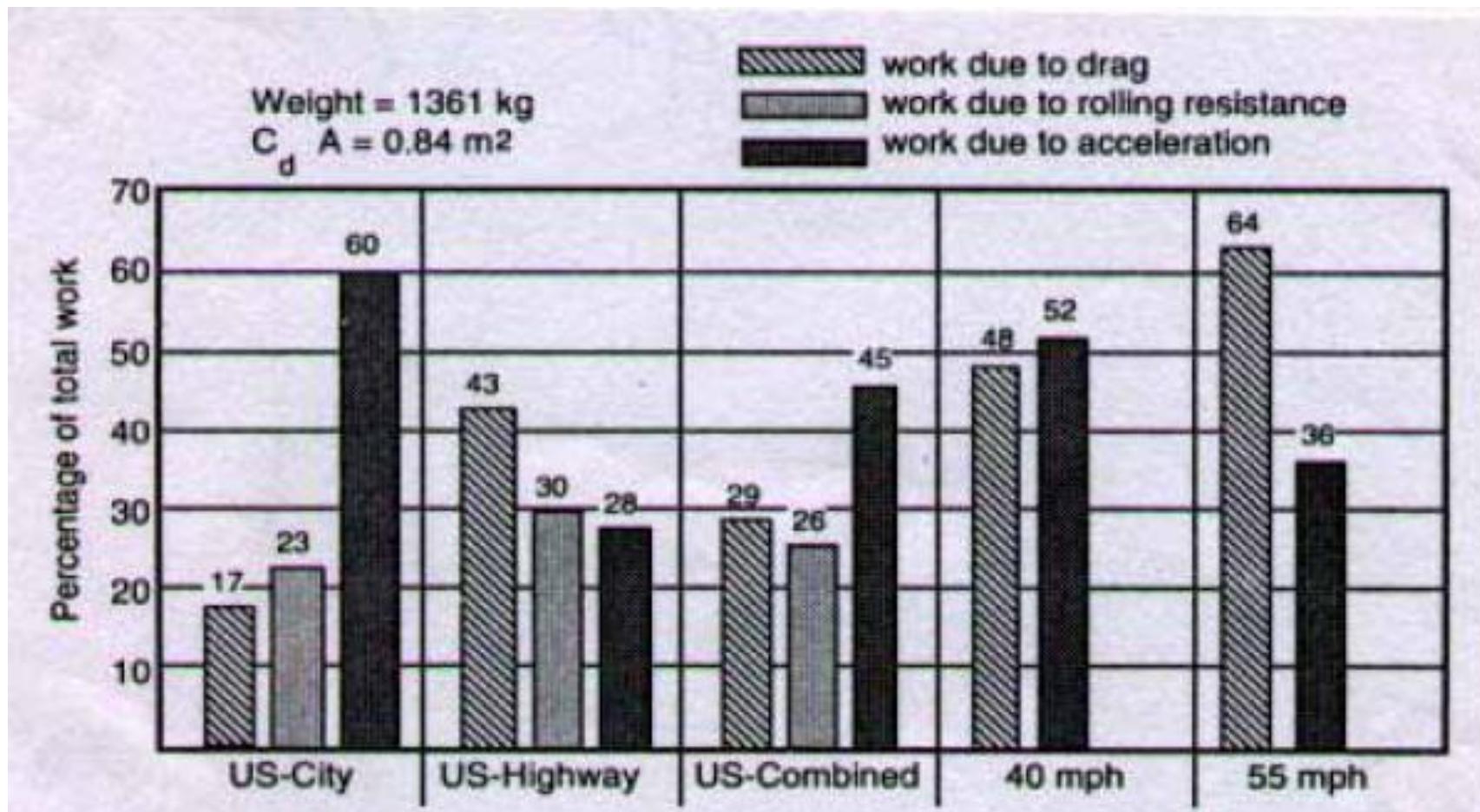
2.2 Aerodynamic resistance coef. C_d

| Year | Mass-produced vehicles | C_x | Year | Experimental vehicles | C_x |
|------|------------------------|-------|------|-----------------------|-------|
| 1907 | | 0.95 | 1913 | | 0.25 |
| 1927 | | 0.82 | 1936 | | 0.20 |
| 1935 | | 0.56 | 1934 | | 0.26 |
| 1947 | | 0.40 | 1936 | | 0.22 |
| 1953 | Ponton | 0.45 | 1940 | | 0.23 |

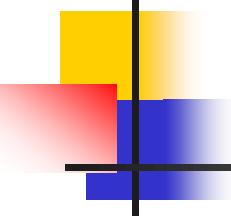
| Year | Bus and coach | C_x | Model | Lorry | C_x |
|------|---------------|-------|----------|-------|-------|
| 1910 | | 0.80 | Star N20 | | 0.60 |
| 1930 | | 0.75 | Star N23 | | 0.65 |
| 1946 | | 0.56 | Star K26 | | 0.55 |
| 1954 | | 0.45 | Star van | | 0.50 |
| 1954 | | 0.30 | | | |

Hệ số cản không khí của các dạng xe khác nhau

2.2 Aerodynamic drag



Resistant forces components with different conditions



Chapter 2

Overall automotive layout design

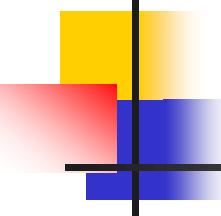
Choose a overall layout design plan.

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT

- 2020 -



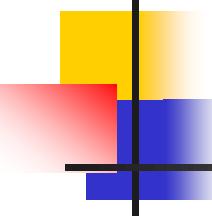
2.3 Choose a overall layout design plan.

Is solving the correlation of overall layout plan versus basic systems, including:

- Identify basic systems;
- Arrangement of correlation among systems;
 → Choose the best option.

Basic overall systems include:

- Base systems: chassis and other systems arranged on the chassis (engine, transmission, wheels, brakes, suspension, steering, ...).
- Control units: cockpit (cabin).
- Loading units: carrying people, goods.



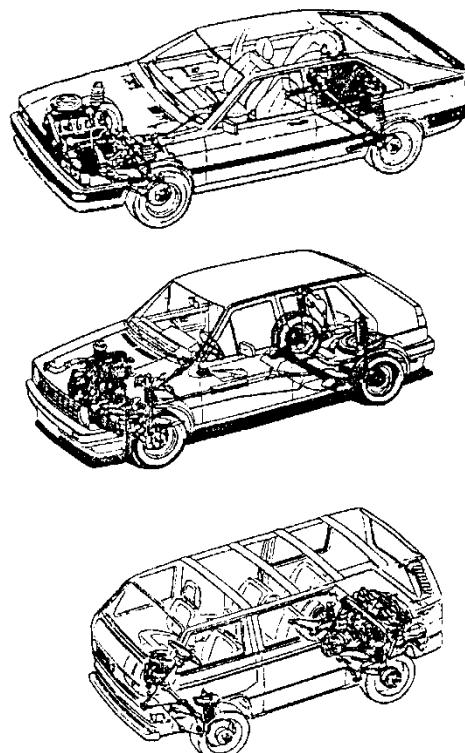
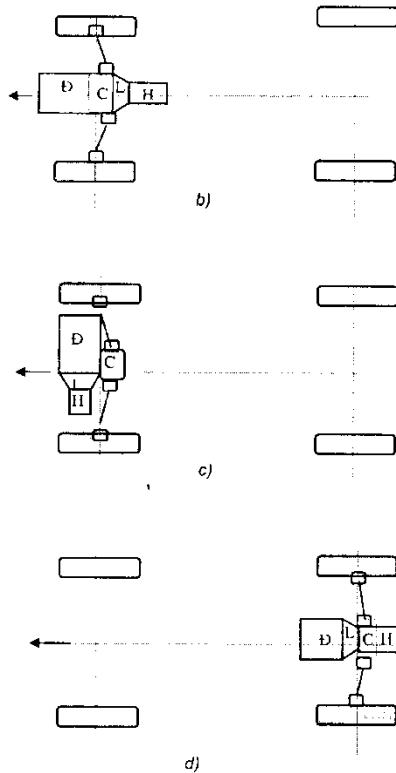
2.3.1 Basic systems

Basic systems = Body + driveline system (engine + clutch + gear box + propeller shaft + differential + half shaft + drive wheels) + brake + suspension + steering

- Brake, suspension, steering are all dependent on the wheel and link with the wheels. This triple structure does not affect the overall layout of basic systems.
- Overall layout of the basic systems mainly depends on the layout of the driveline system (correlation between the engine and the drive wheel).
- There are two forms(divided into two sides along longitudinal direction: front and rear): Same side type; Other side style.

2.3.1 Basis systems

- **Same side type:** Engine and the drive wheel are at the same side.



The possibilities:

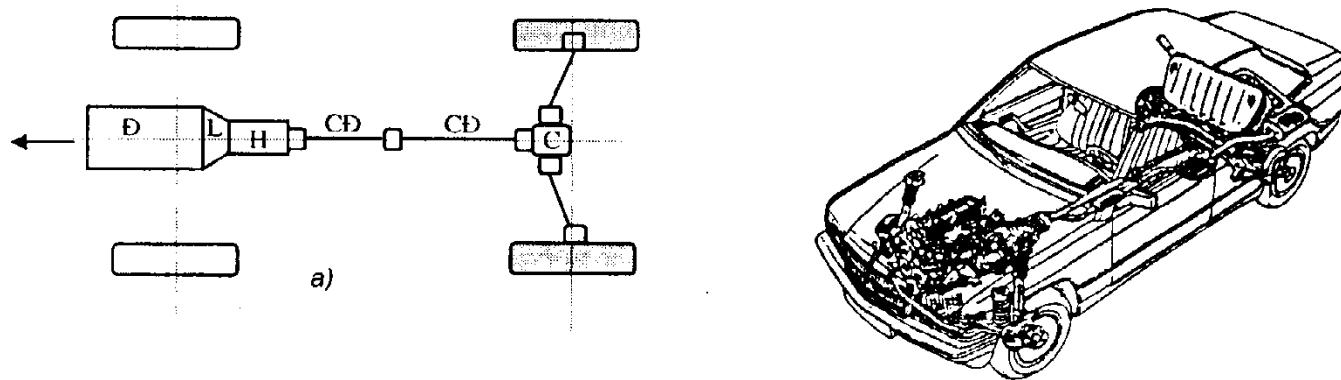
- Front Eng. + FWD (Front Wheel Drive);
- Rear Eng. + RWD (Rear Wheel Drive);
→ There are two differentials located along the lateral direction.

The engine can be arranged longitudinal or lateral. Currently popular form is lateral.

Reason?

2.3.1 Basis systems

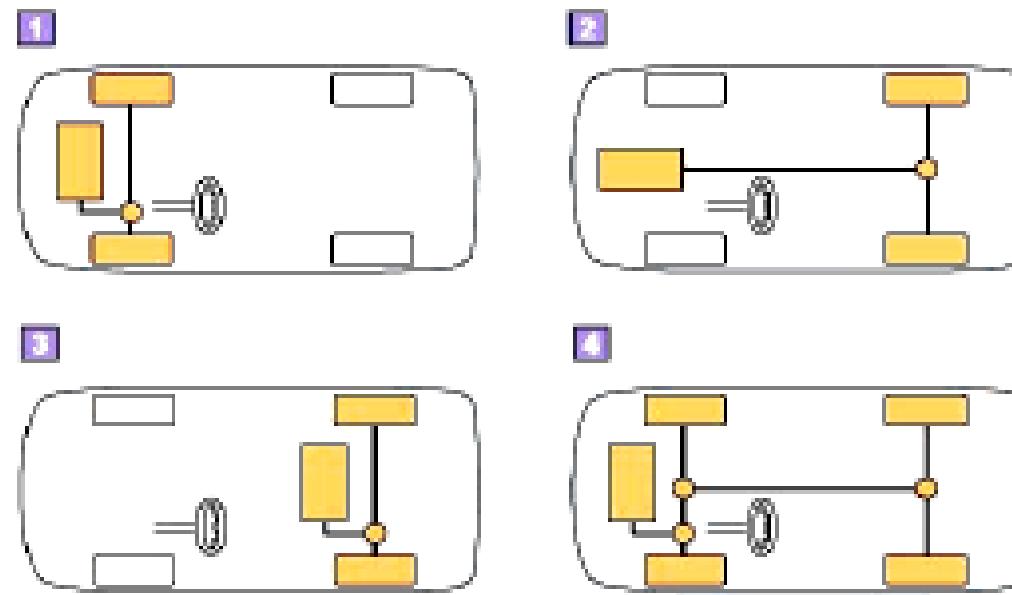
Other side type: Engine and the drive wheel are at the other side.



A differential is located along the longitudinal direction.

2.3.1 Ex. of driveline system layout

- Passenger car:



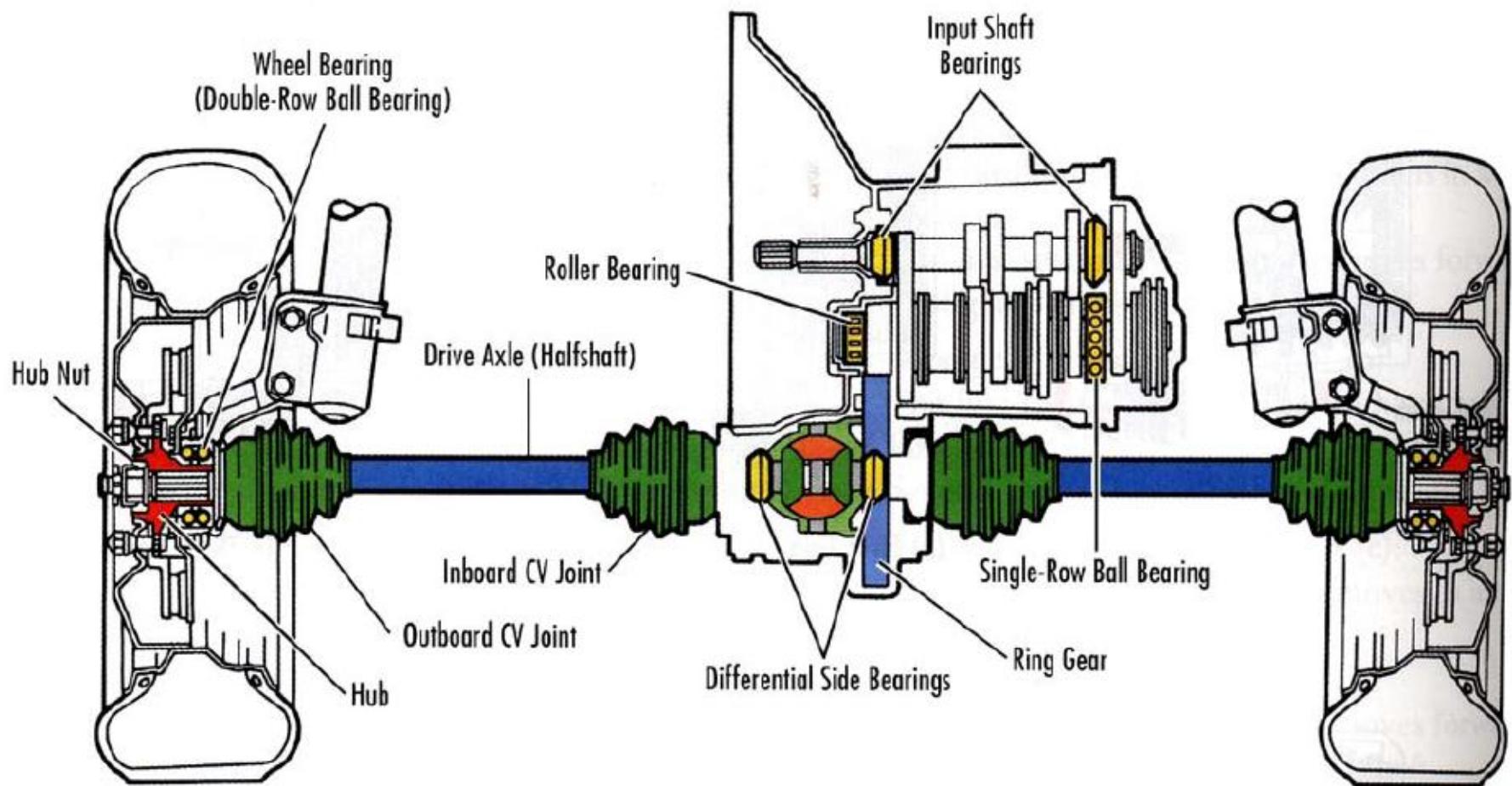
P1: High turning stability; The floor is lowered, the center of gravity is shifted toward the front of the car to stabilize the movement. The front space is tight.

P2: Propeller shaft arrangement caused space occupation. Weight distributed to two axles equally

P3: Uncommon. Increase passenger volume, lower front height, suitable aerodynamic designs for high-speed cars.

P4: Appropriate cross-country cars.

2.3.1 Ex. of driveline system layout



Lateral Front Engine, Front Wheel Drive

2.3.1 Ex. of driveline system layout



BMW: Front Engine

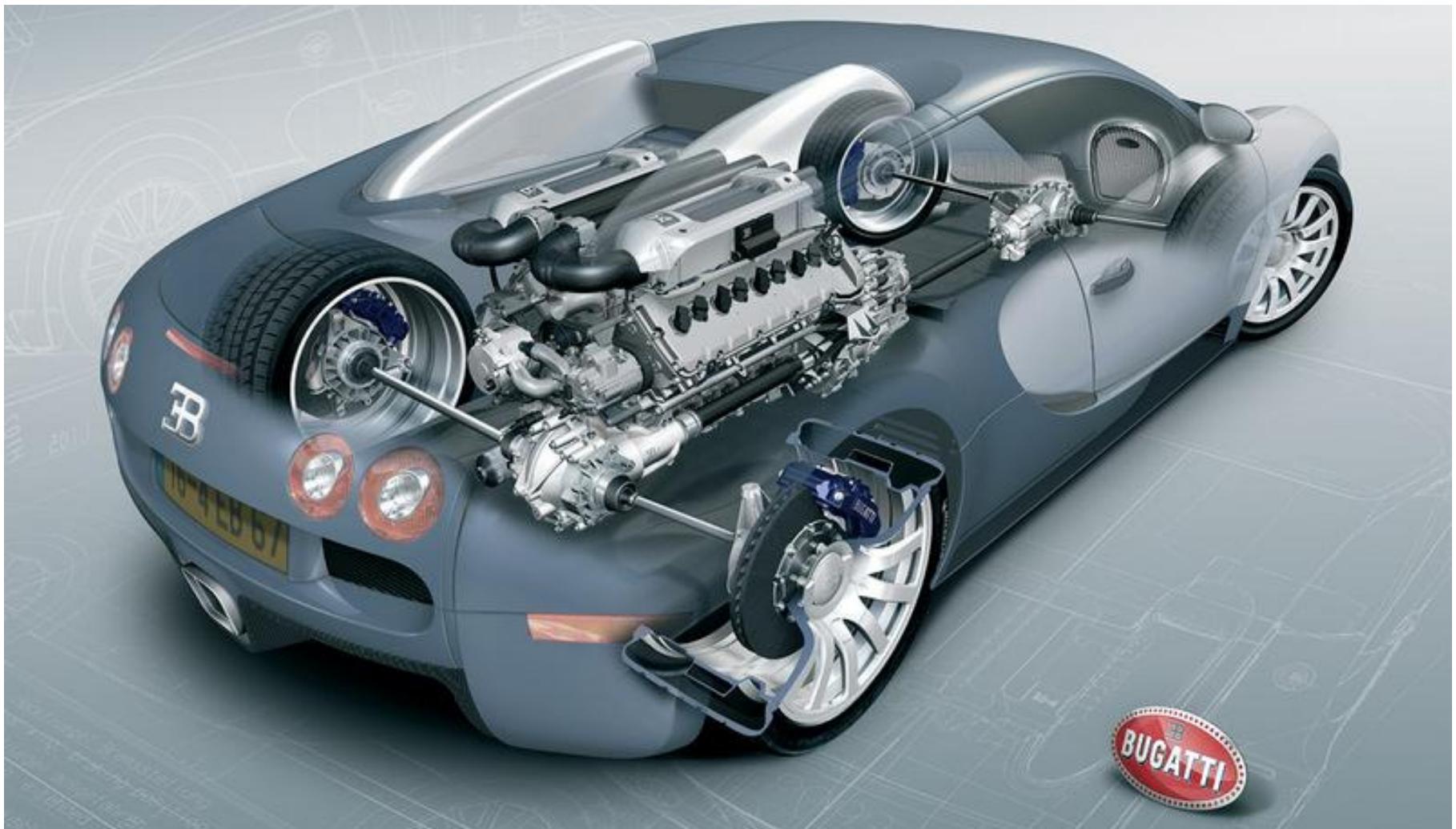
2.3.1 Ex. of driveline system layout



© www.khulsey.com

Honda Acura: Rear Engine

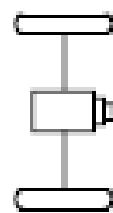
2.3.1 Ex. of driveline system layout



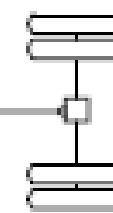
Bugatti Veyron: 4 x 4, Middle Engine

2.3.1 Ex. of driveline system layout

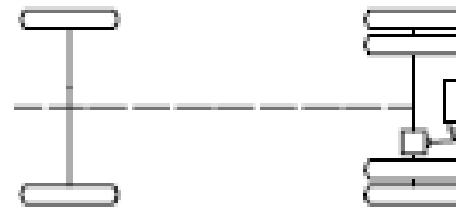
- Bus:



a)



b)



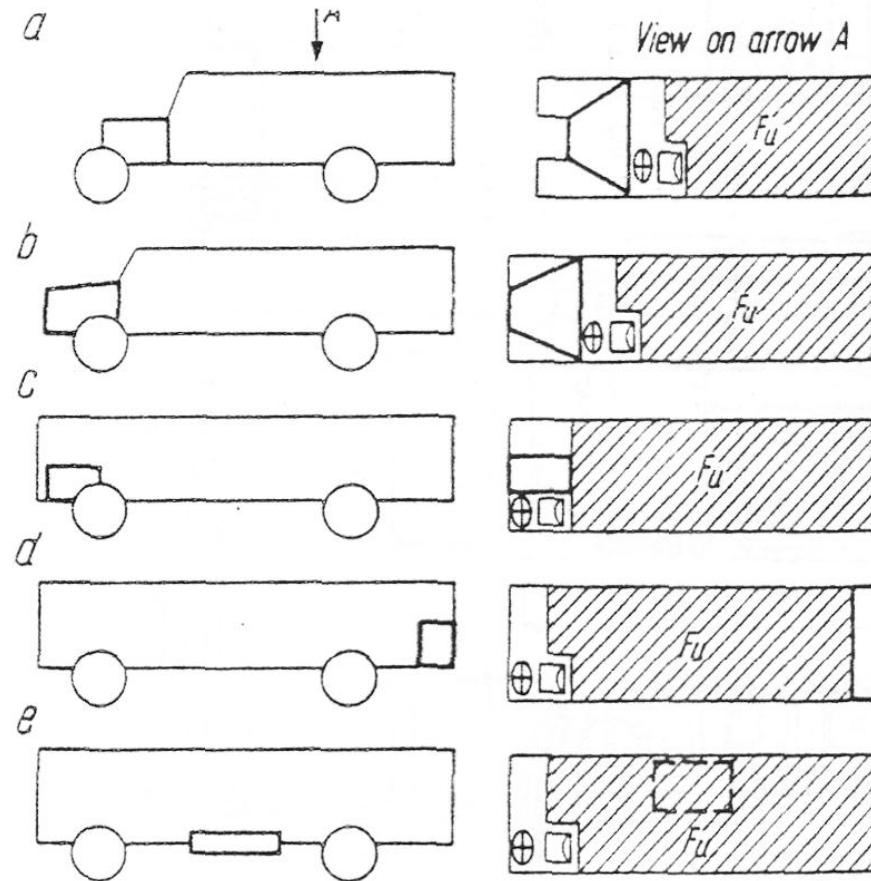
c)

Pa: truck chassis are used.

Pb: Lower clearance, more difficult to take care of the engine.

Pc: Increased luggage volume , useful area 75 ~ 85% total area; simple driveline system; Open driving vision; good heat isolation for passengers, easy to take care of the engine. More difficult to control the driveline system.

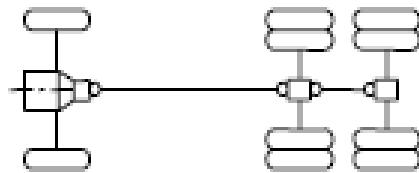
2.3.1 Ex. of driveline system layout



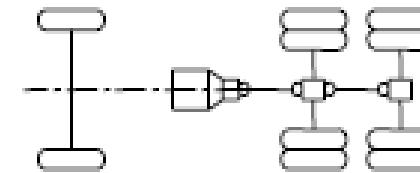
Influence driveline system layout to the useful area F_U on buses.

2.3.1 Ex. of driveline system layout

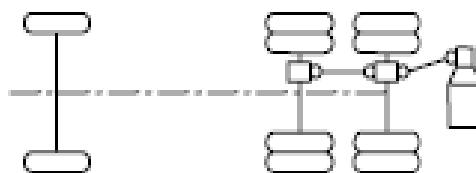
- Truck:



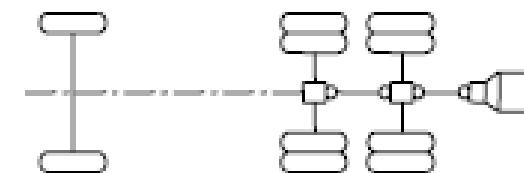
a)



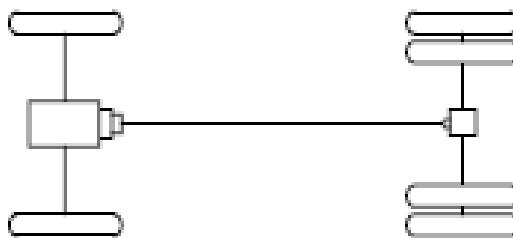
b)



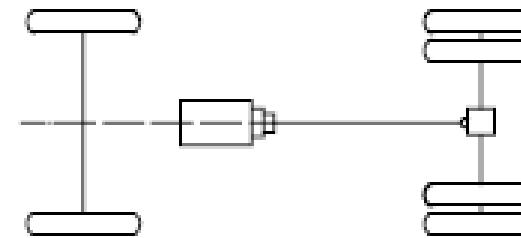
c)



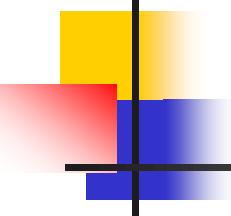
d)



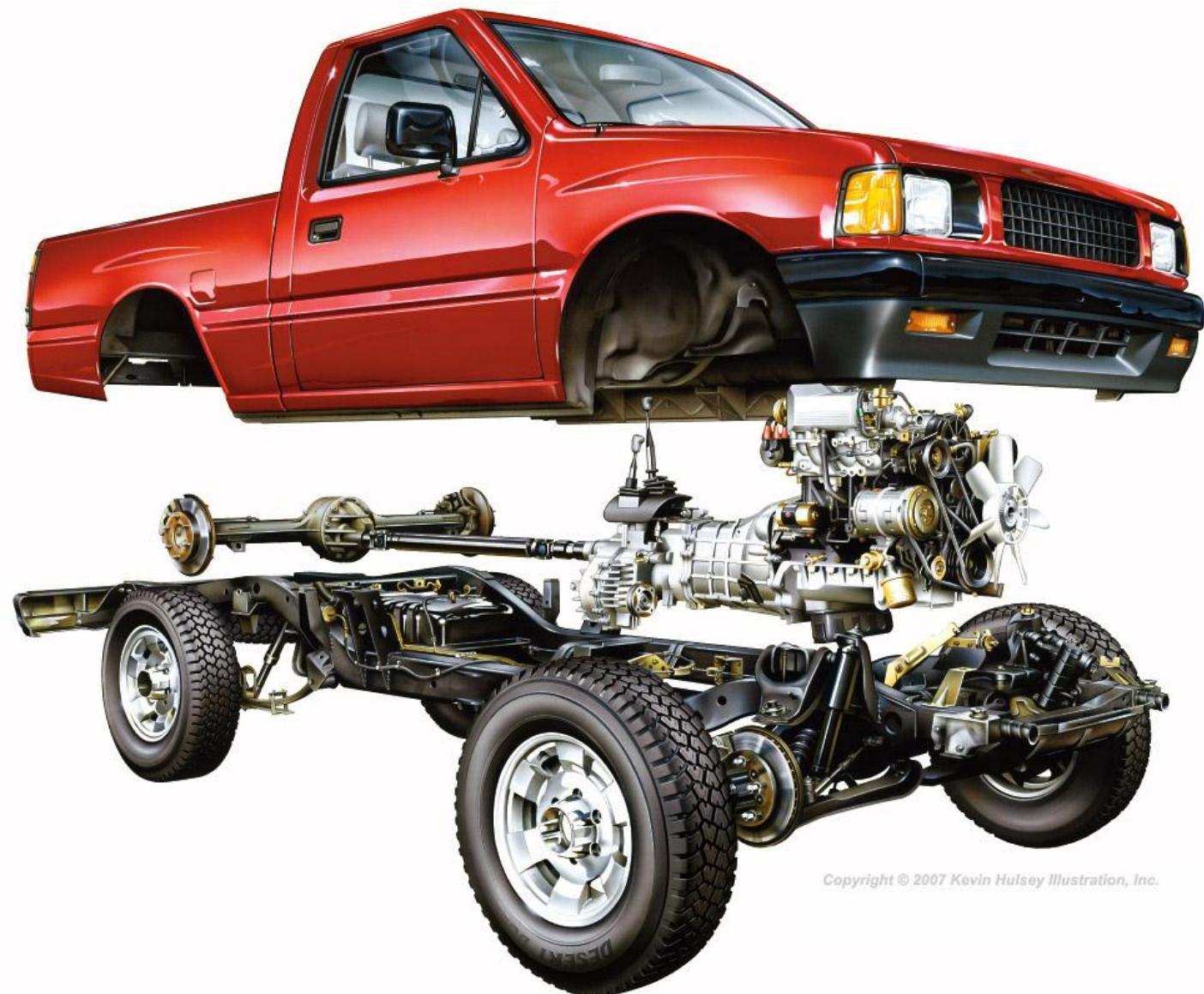
e)



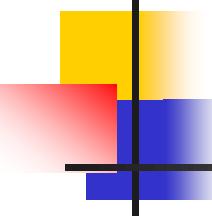
f)



- Pick up:



Copyright © 2007 Kevin Hulsey Illustration, Inc.



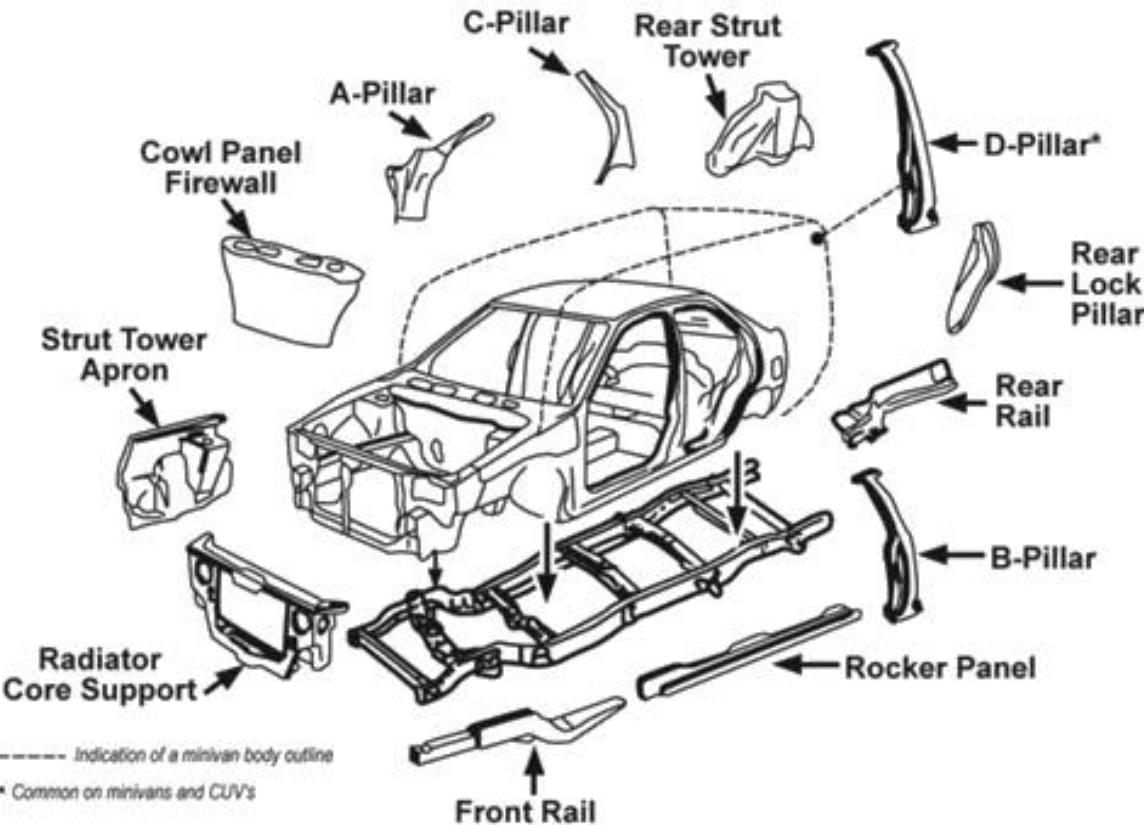
2.3.1 Basis systems

Comments:

- + Same side type: light loading (passenger car, bus with lower 20 seats).
- + Other side type: heavy loading (over 2 tons, heavy, super heavy, bus with over 20 seats).

2.3.1 Basis system: body

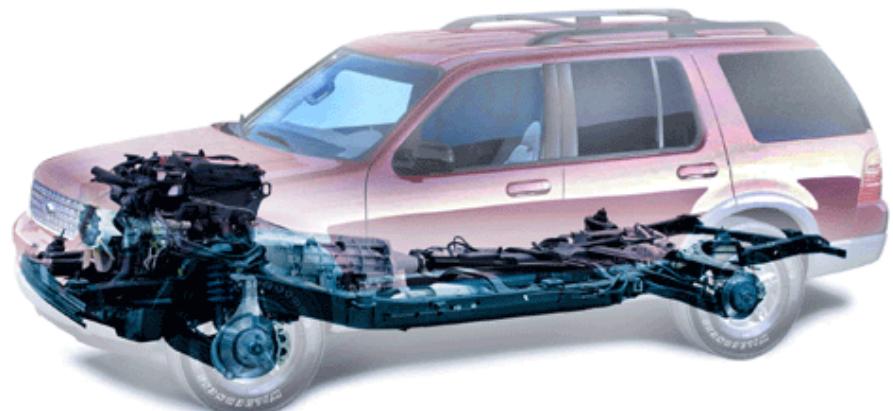
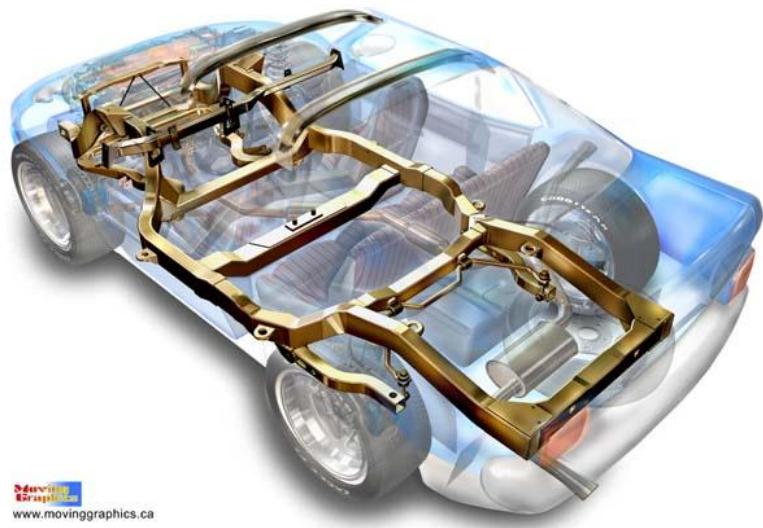
Passenger:

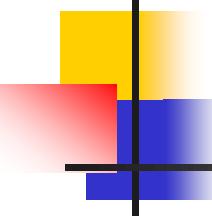


Body-on-frame

2.3.1 Basis system: body

Passenger car:





2.3.1 Basis system: body

Body on frame:

Advantaged:

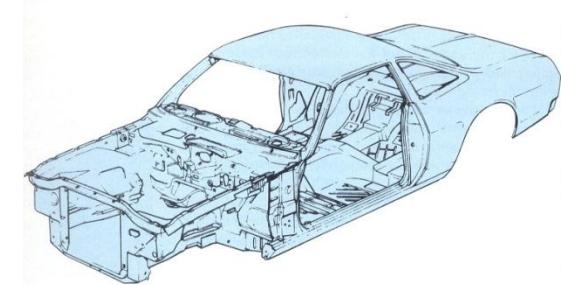
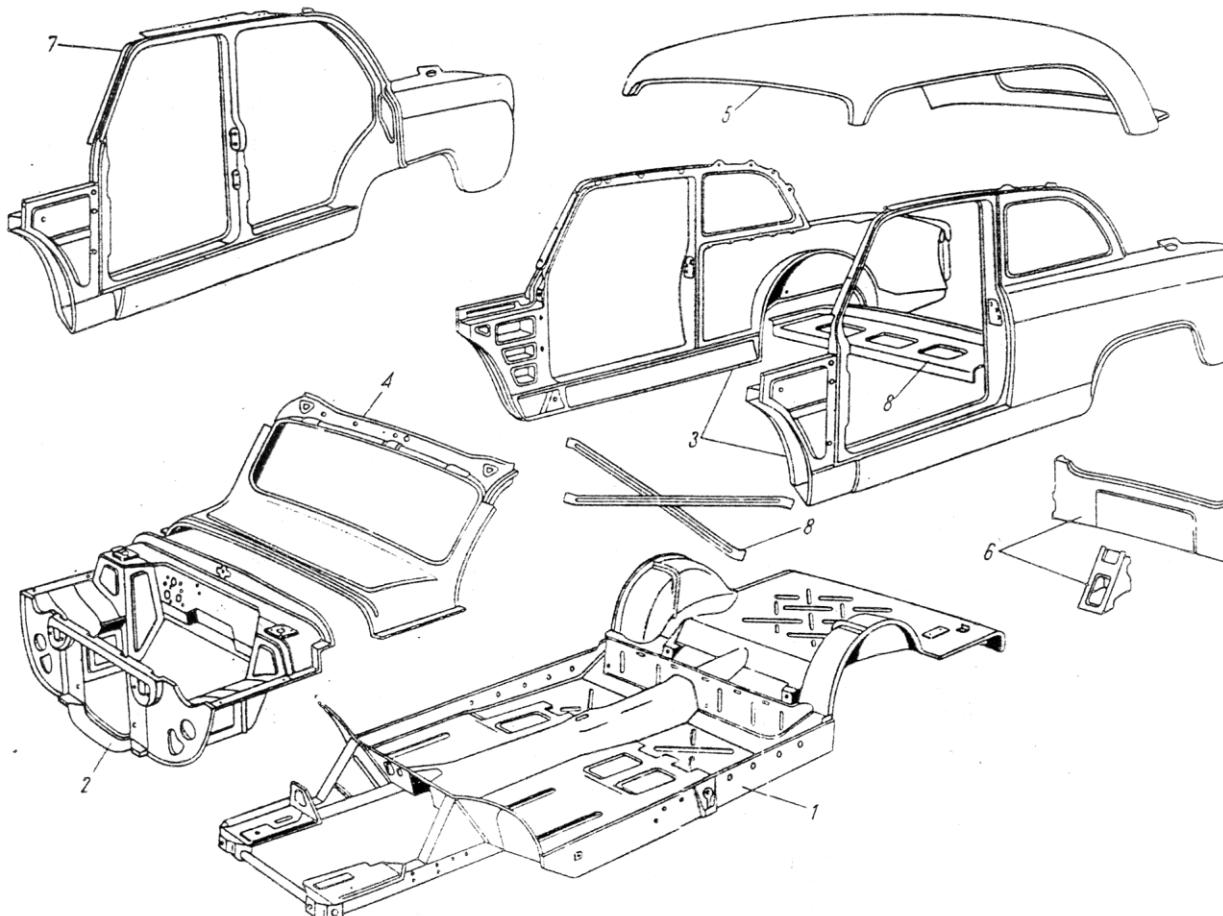
- Easy to change the design of tires and interior;
- Suitable for trucks;
- Easy to repair when accident;
- Durable.

Disadvantaged:

- Heavy → more fuel consumption;
- More dangerous as accident takes place.

2.3.1 Basis system: body

Passenger car:



Unibody

2.3.1 Basis system: body

Passenger car:



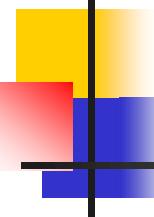
Unibody

2.3.1 Basis system: body

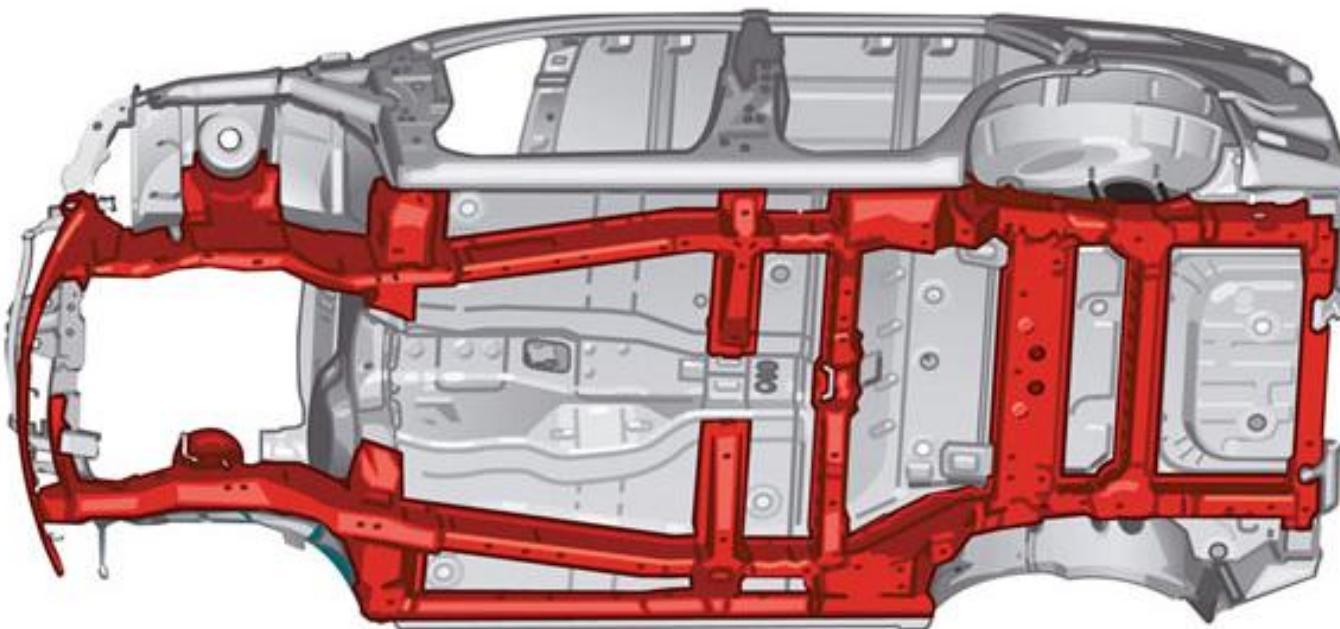
Passenger car:



Ford Freestyle Unibody

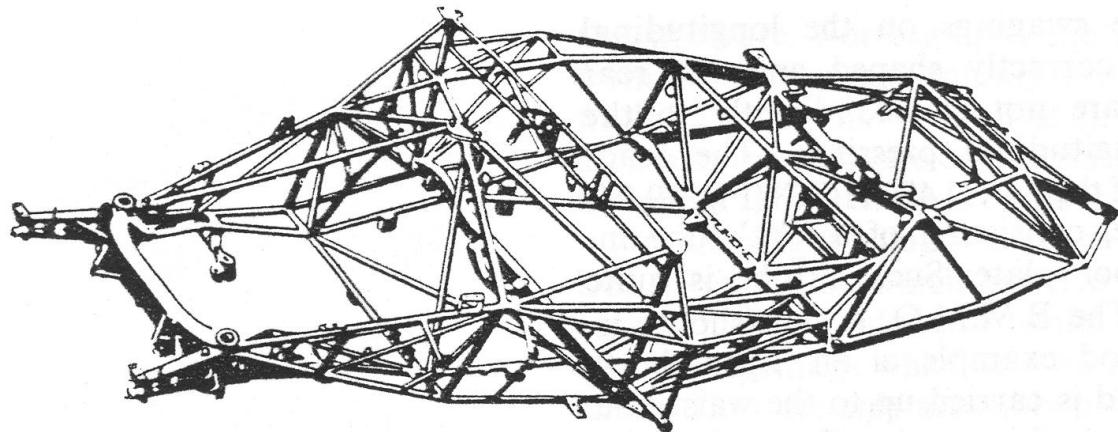
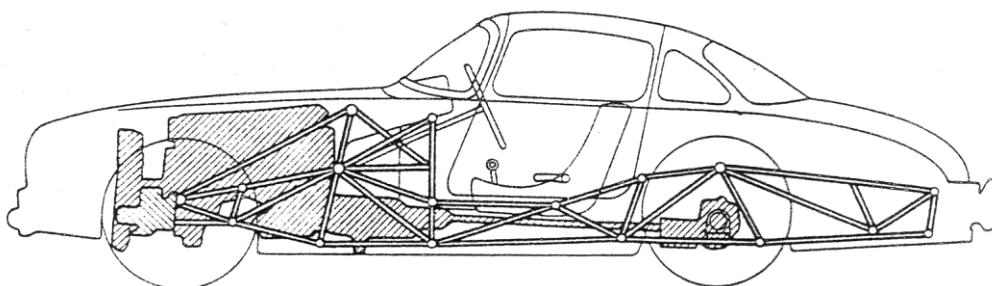


Passenger car:

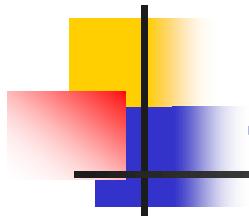


2.3.1 Basis system: body

Passenger car:



Space frame (Mercedes-Benz 300SL)

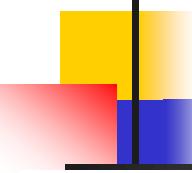


2.3.1 Basis system: body

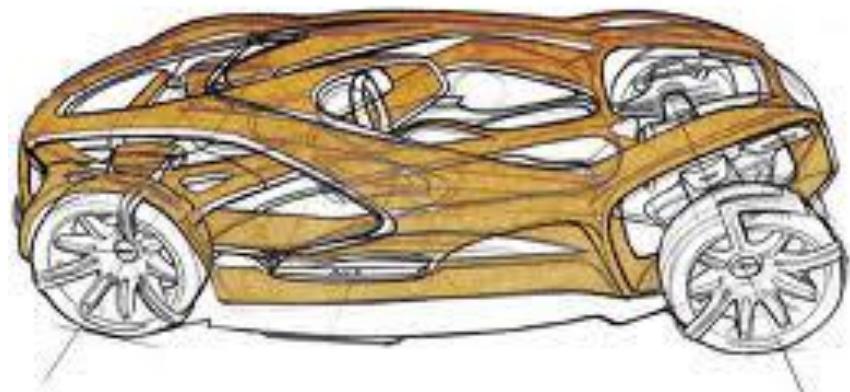
Passenger car:



Ford Fiesta spaceframe



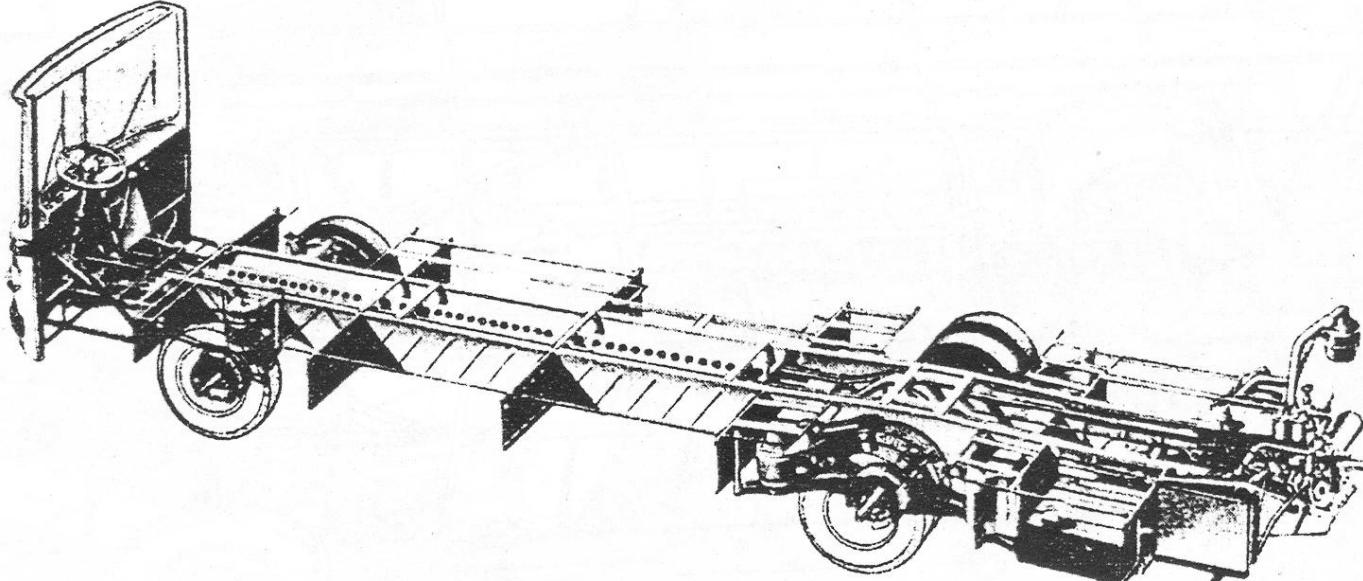
2.3.1 Basis system: body



Audi spaceframe

2.3.1 Basis system: body

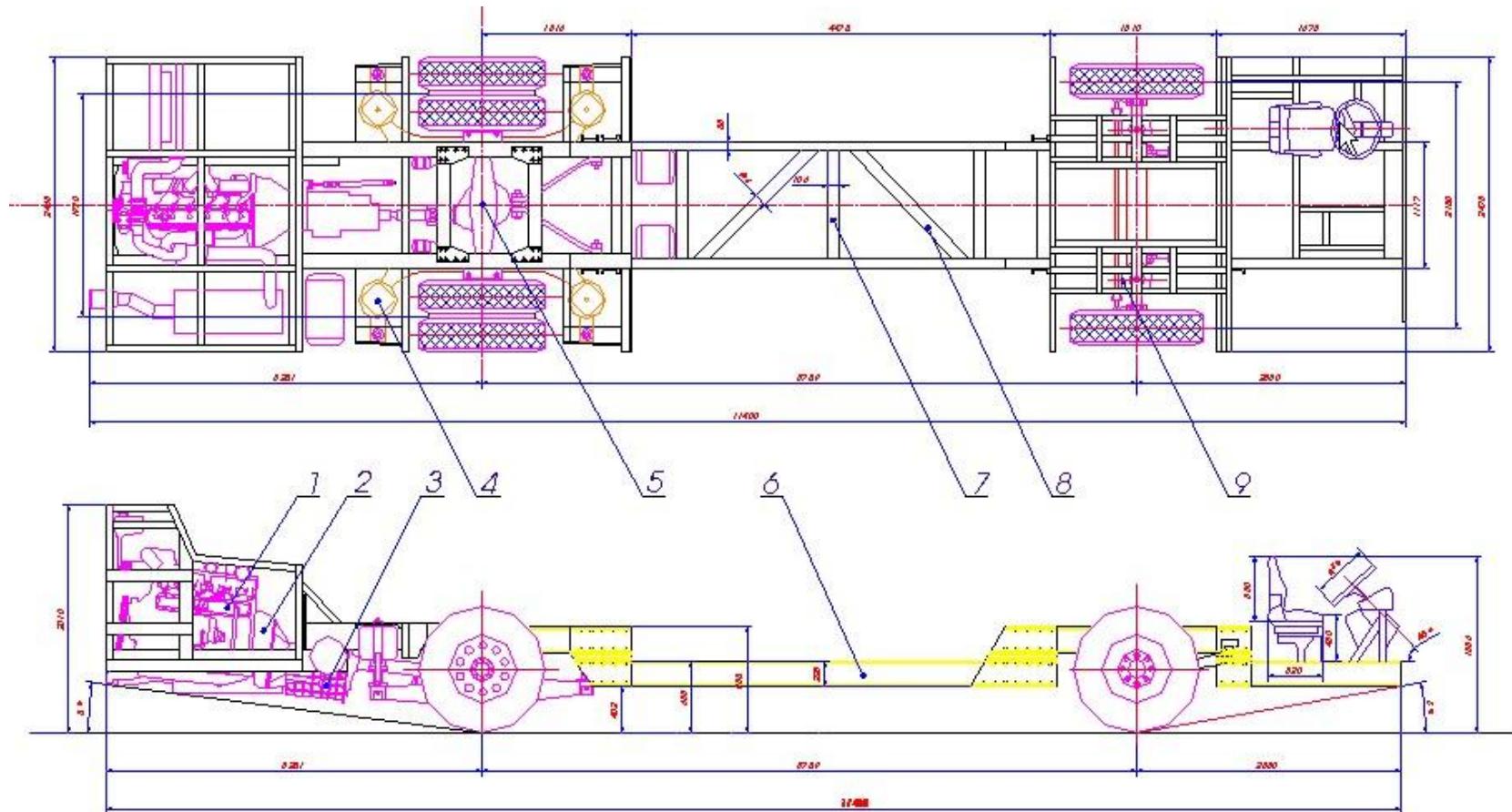
Bus:



Bus chassis frame - Mercedes-Benz 0322

2.3.1 Basis system: body

Bus:



Bus lower chassis frame

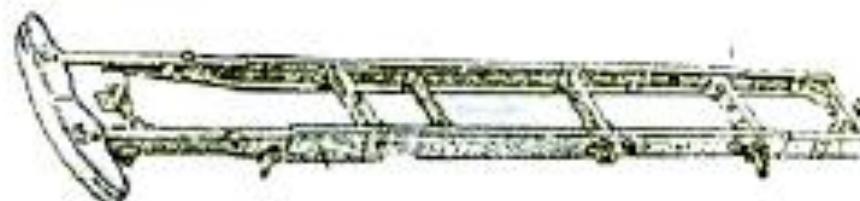
2.3.1 Basis system: body

Truck:

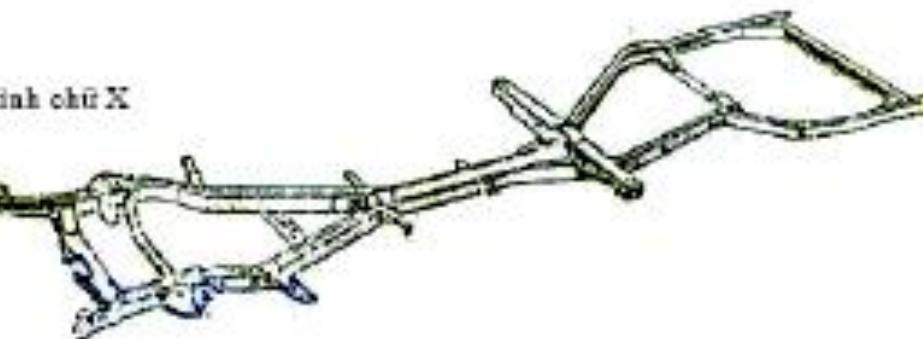


Truck:

Dàn dọc thẳng



Khung hình xương cốt

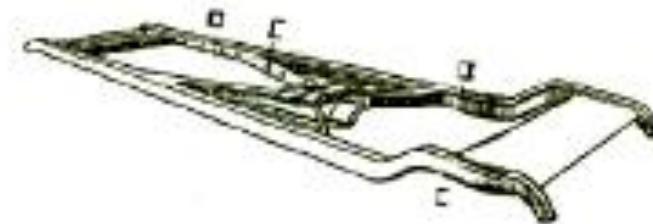


2.3.1 Basis system: body

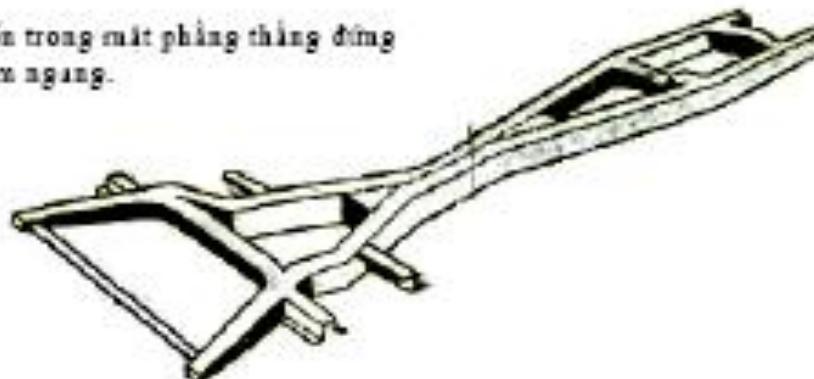
Truck:

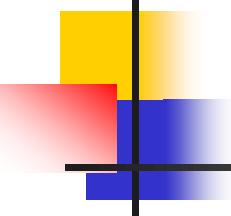


Dầm doc có tiết diện thay đổi theo chiều doc



Dầm doc có chỗ nón trong mặt phẳng thẳng đứng hoặc mặt phẳng nằm ngang.





Chapter 2

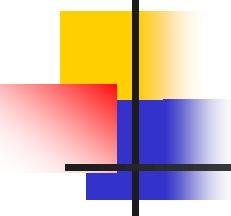
Overall automotive layout design

Choose a overall layout design plan (cont.).

Overall layout design.

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

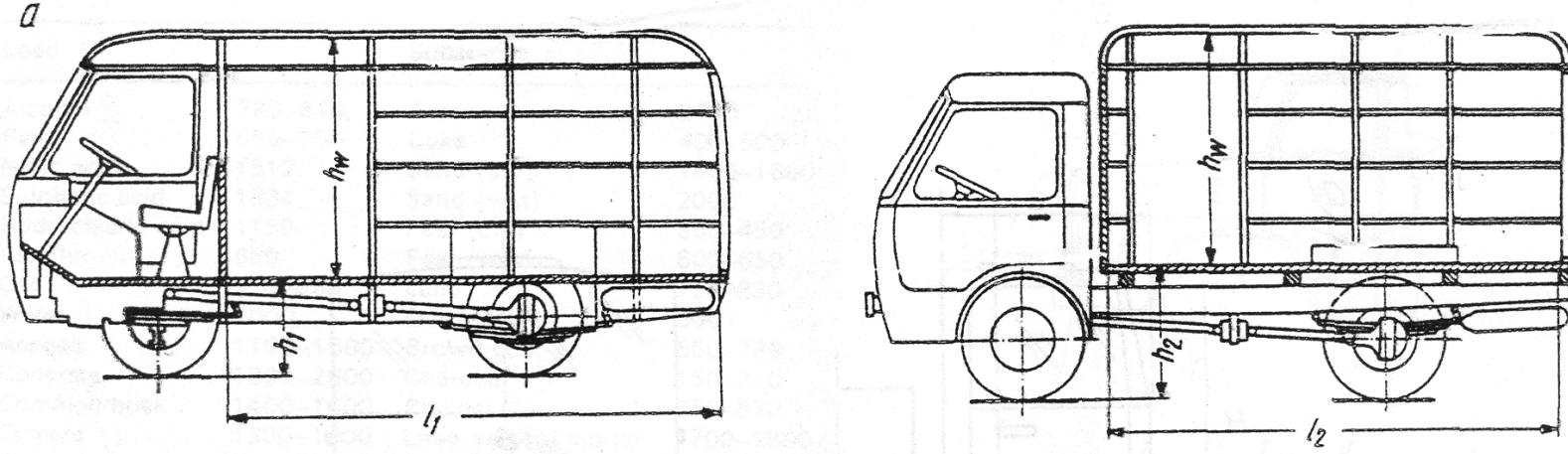


2.3.3 Loading units

Loading unit = passenger cabin, cargo box

- Loads are people: small load but large space required layout. It is common today for human carrying vehicles, cockpit and passenger compartment to be common. If driver and passenger need isolation (ex. taxi), there may be partitions. Special cases: vehicles carrying prisoners, 12-seat "buses", special-use police, army vehicles, ...
- Loads are cargo: Separate the cockpit and the load bin. There are 3 types of loading containers:
 - Open cargo box: how many opened faces?
 - Closed cargo box: completely sealed, or covered with canvas.
 - Special cargo box: usually have two parts: special box and special equipment
Ex. garbage truck = garbage container + garbage loading equipment.

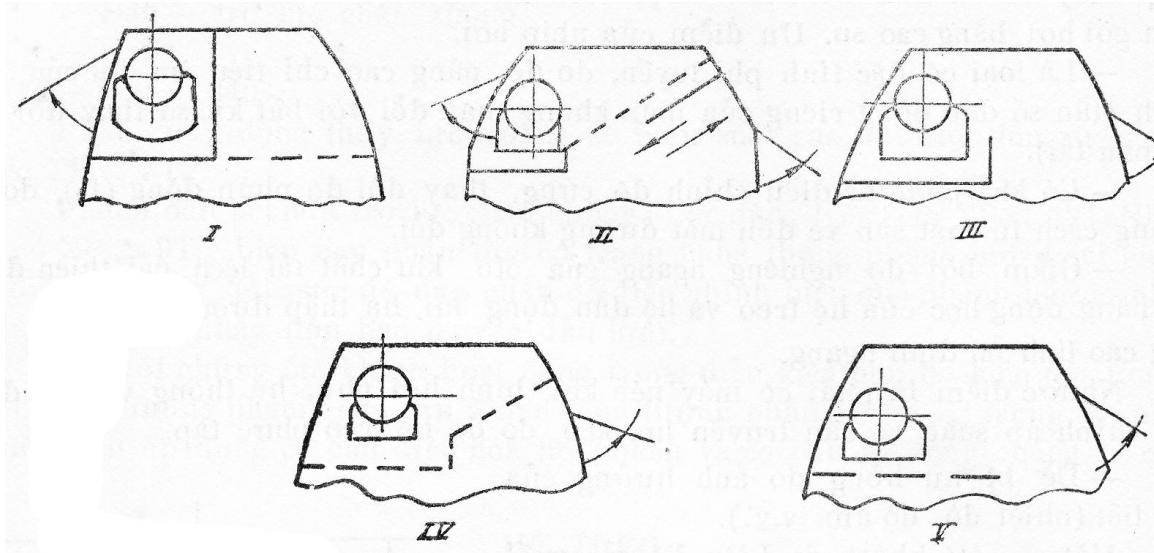
2.3.3 Loading units



Ex.: Loading unit overall arrangement on Van:

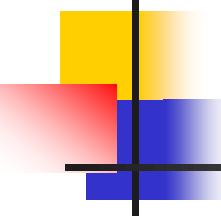
- a) Load unit assembly with control cockpit: lowered vehicle floor, increase cargo area.
- b) Separate load unit assembly: high floor. Easy to fabricate → low prices.

2.3.3 Loading units



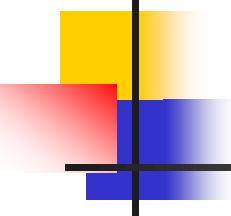
Plan to isolate the bus driver space

- I) Separate, have separate doors.
- II) Fixed wall, with doors to the passenger compartment.
- III) Partition behind the driver.
- IV) Compartment with movable barriers and movable partitions.
- V) Use only barriers.



2.3.4 Correlation layout between systems

- After setting up the layout of the basic system, the control system, and the load unit, select the appropriate alternatives and specify the layout.
 - Passenger cars: choose layout plan to arrange seats longitudinal, lateral (ground), high (2-storey car).
 - Trucks: Select cargo box layout.



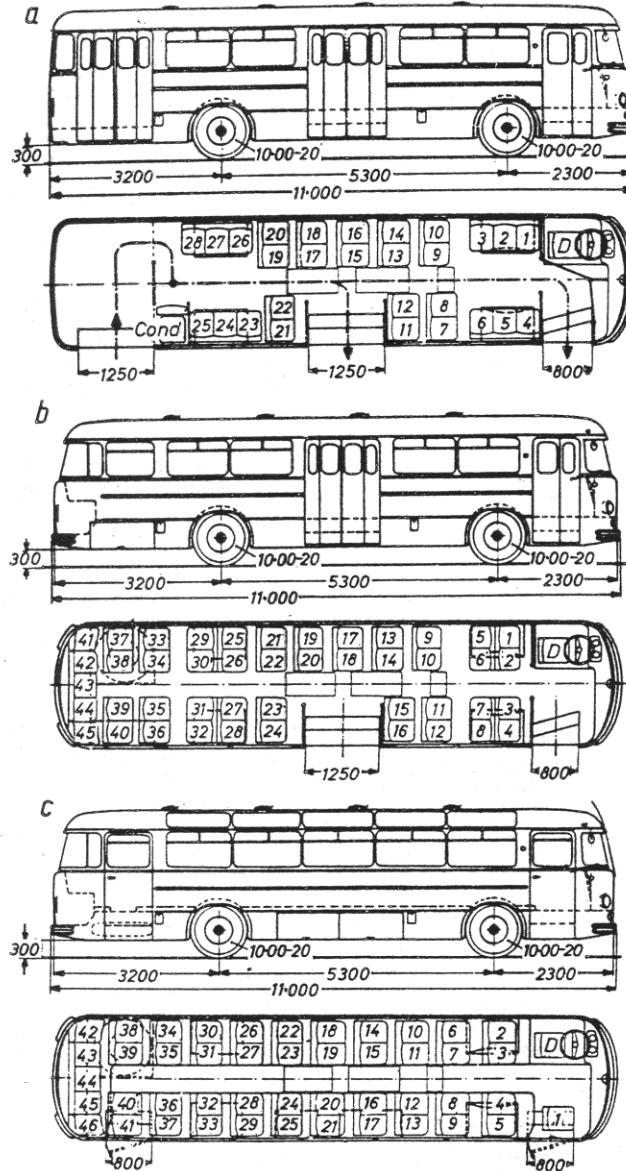
2.3.4 Example

Ex.: truck layout 4 x 2, other side type.

P1: Front engine, rear drive wheels: vehicles moving on the narrow movement area due to many other vehicles → need a good view → the front cockpit is reasonable.

P2: Rear cockpit, front cargo box: road-less vehicles (agricultural trucks), large area → the rear cockpit are acceptable.

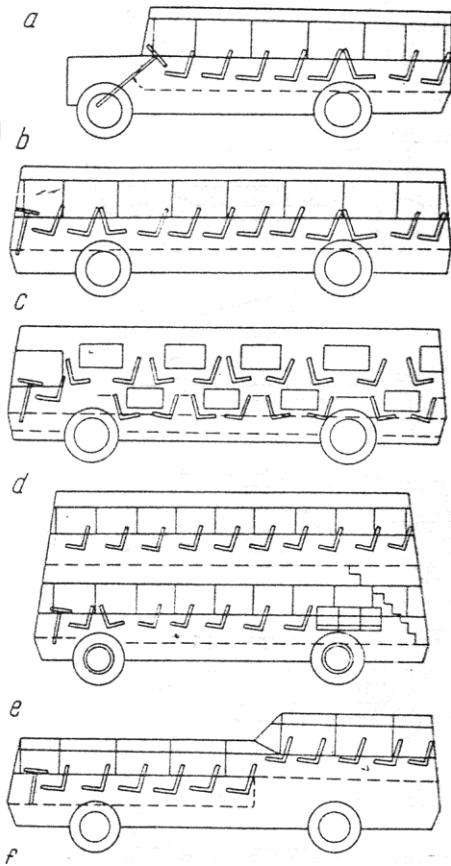
2.3.4 Example



VD: Overall Bus layout plans:

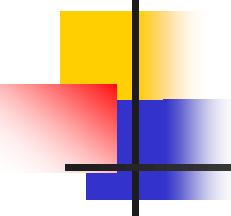
- a) City bus
- b) Urban bus
- c) Long distance bus.

2.3.4 Example



VD: Layout of seat arrangement:

- a) Old plan: not used, small useful area, high aerodynamic drag.
- b) Cabin type: popular recently.
- d) Double decker.
- c) Intermediate type between b) và d): better stability than d, more no. of seats than c, very few.
- e) Floor misalignment , suitable with luxury bus.



2.4 Overall layout design.

Design for the selected plan. After the design process, we determine the value of overall layout parameters:

- General parameters: vehicle type, structural formula.
- Dimension parameters → shown on the diagram drawing.
- Weight parameters.

Check those parameters according to the working conditions.

2.4 Overall layout design.

a) Calculation/select basic parameters of the basic systems.

Ex.: Basic system:

Wheel: r_{bx}

Engine: overall dimensions , specifications

Driveline system

Dim. of all system
Overall dim.

Cockpit unit:

3 seats

2 seats

3 seats + 1 seating bed

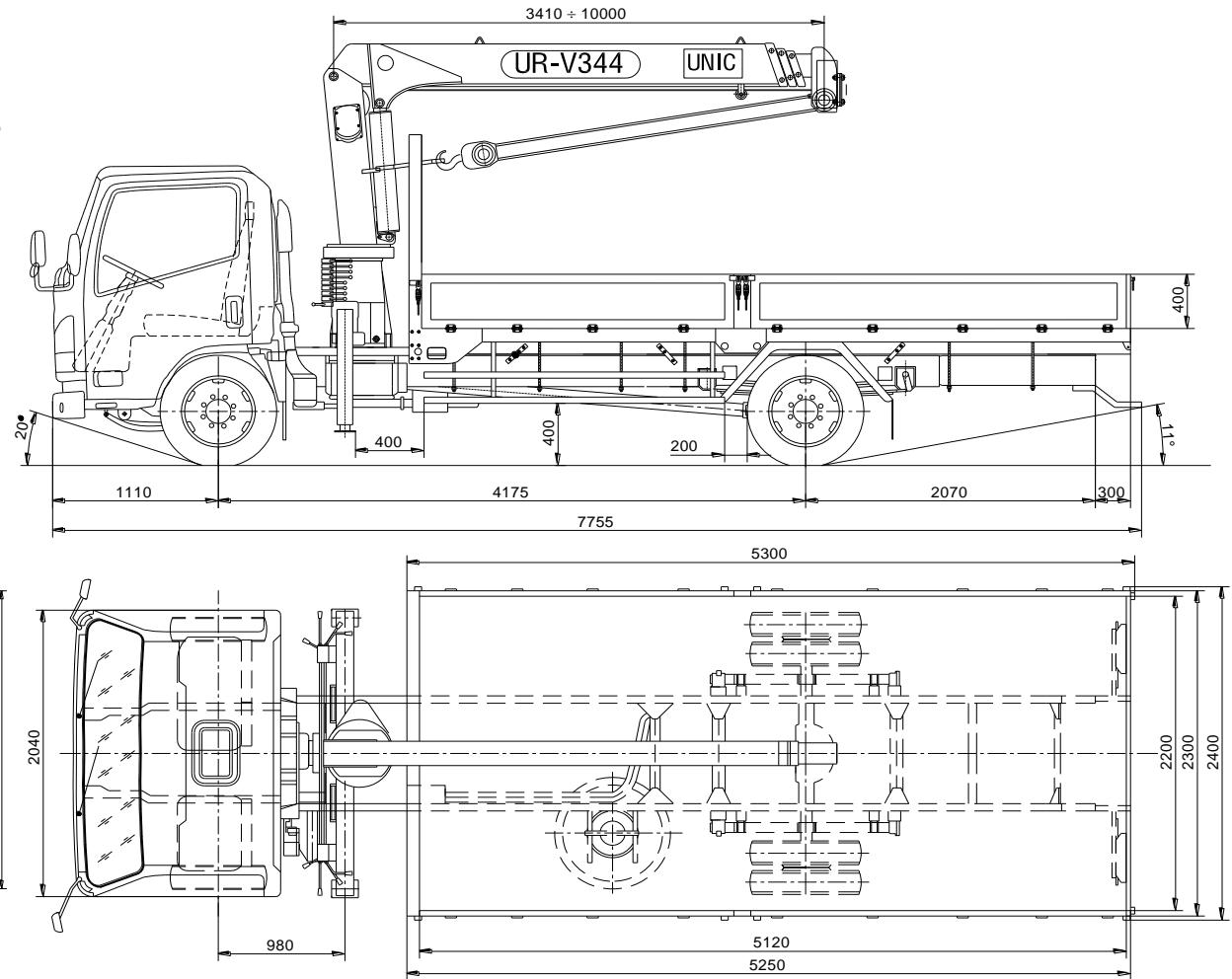
TCVN → overall dimensions.

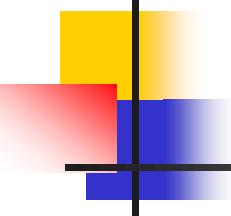
2.4 Overall layout design

b) Determine dimensions of overall layout, shown on diagram drawings.

Ex: L_o , B_o , $L \times B \times H$, ...

Depending on the position of correlation between the three systems, the framework size will be different.





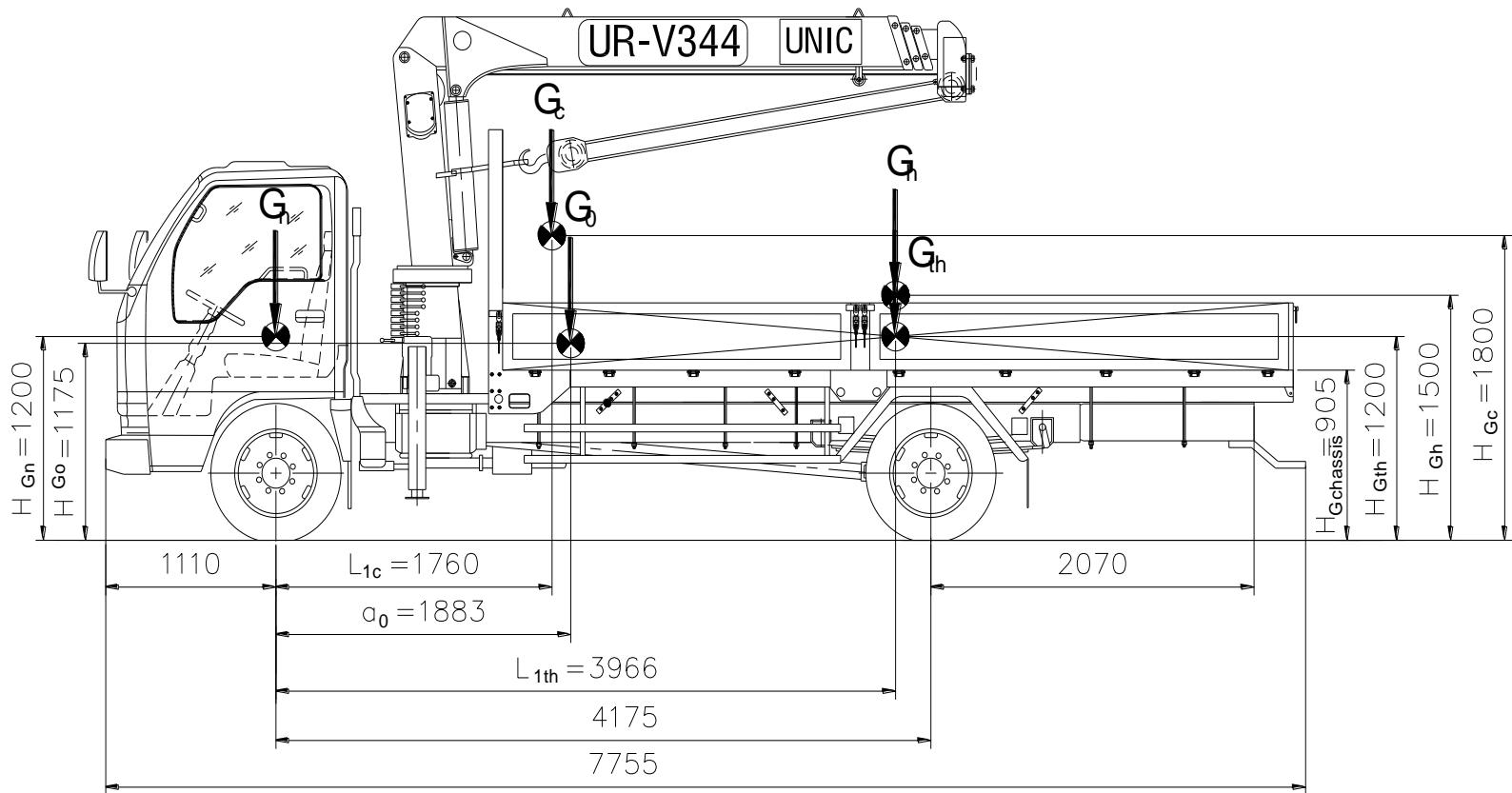
2.4 Overall layout design

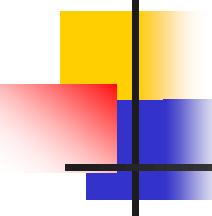
From a) and b), weight parameters could be obtained: G_o , G_t , G_n , G_a .

Calculate some of para: m_{o1} , m_{o2} , m_1 , m_2 ,
 a_o , b_o , h_{go} – gravity position – unload case
 a , b , h_g - gravity position – fullload case

2.4 Overall layout design

Ex.: crane truck





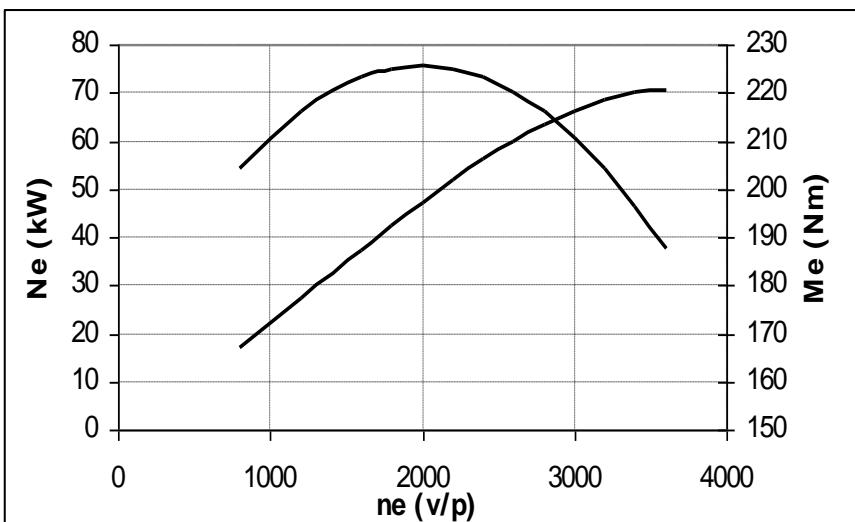
2.4 Overall layout design

d) Check the overall layout design parameters

- + Check the dynamics of the vehicle:
 - Traction force versus velocity graph, vehicle speed table in each gear.
 - Power versus velocity graph.
 - Acceleration graph, distance and acceleration time.
- + Check the stability of the vehicle:
 - Parking car on an inclined road, uphill, and downhill (friction and turn-over or contact stability condition).
 - Forward Dynamic stability condition.
 - Static lateral stability, dynamic stability as turning → v_{gh}

2.4 Overall layout design

Engine performance curves



$$N_e = N_{e\max} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$$

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} \quad k_w = \frac{n_N}{n_M}$$

$$a = \frac{k_M \cdot k_w (2 - k_w) - 1}{k_w (2 - k_w) - 1}$$

$$b = \frac{1 - a}{1 - \frac{k_w}{2}}$$

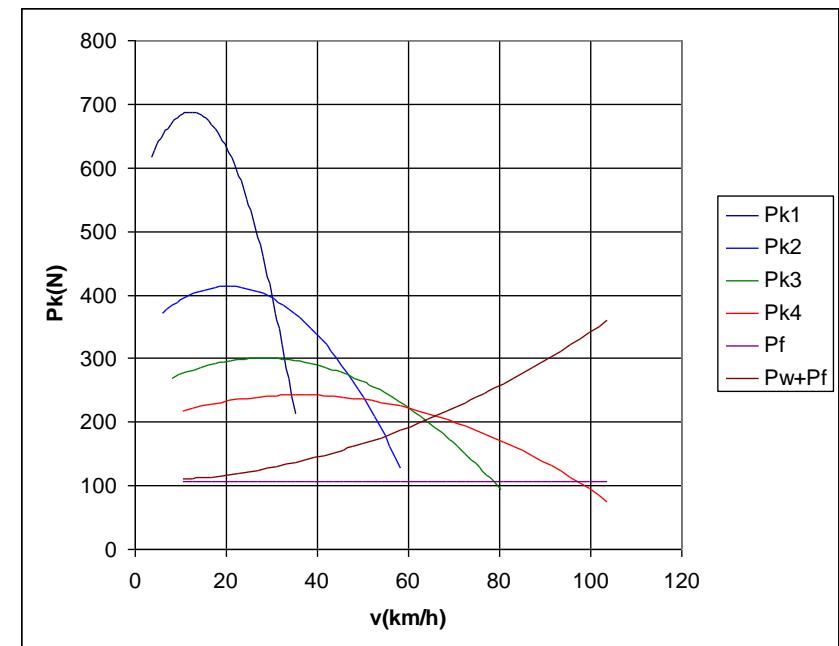
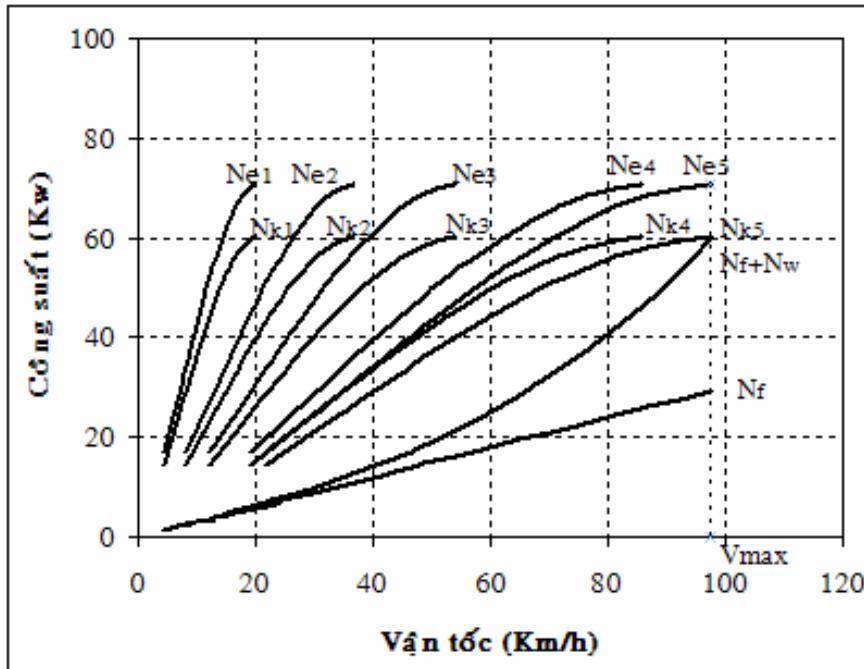
$$c = \frac{b \cdot k_w}{2}$$

$$M_e = \frac{30 \cdot N_e}{\pi \cdot n_e}$$

| n _e | 800 | 1200 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 | 2400 | 2600 | 2800 | 3000 | 3200 | 3400 | 3600 |
|---------------------|--------|--------|-------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|
| N _e (kW) | 17,1 | 27,15 | 37,39 | 42,4 | 47,24 | 51,83 | 56,09 | 59,95 | 63,34 | 66,18 | 68,4 | 69,91 | 70,656 |
| M _e (Nm) | 204,15 | 216,09 | 223,2 | 224,98 | 225,6 | 225,02 | 223,22 | 220,23 | 216,06 | 210,7 | 204,15 | 196,39 | 187,47 |

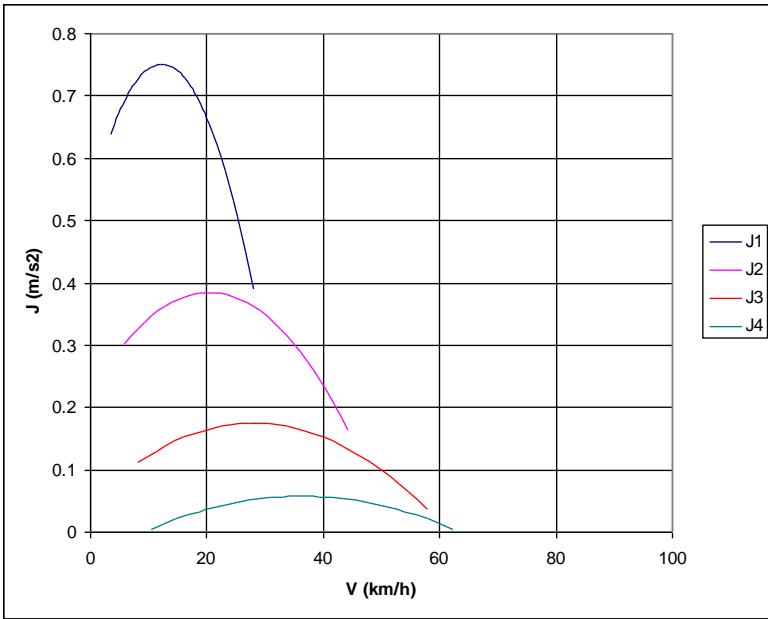
2.4 Overall layout design

Power versus velocity graph

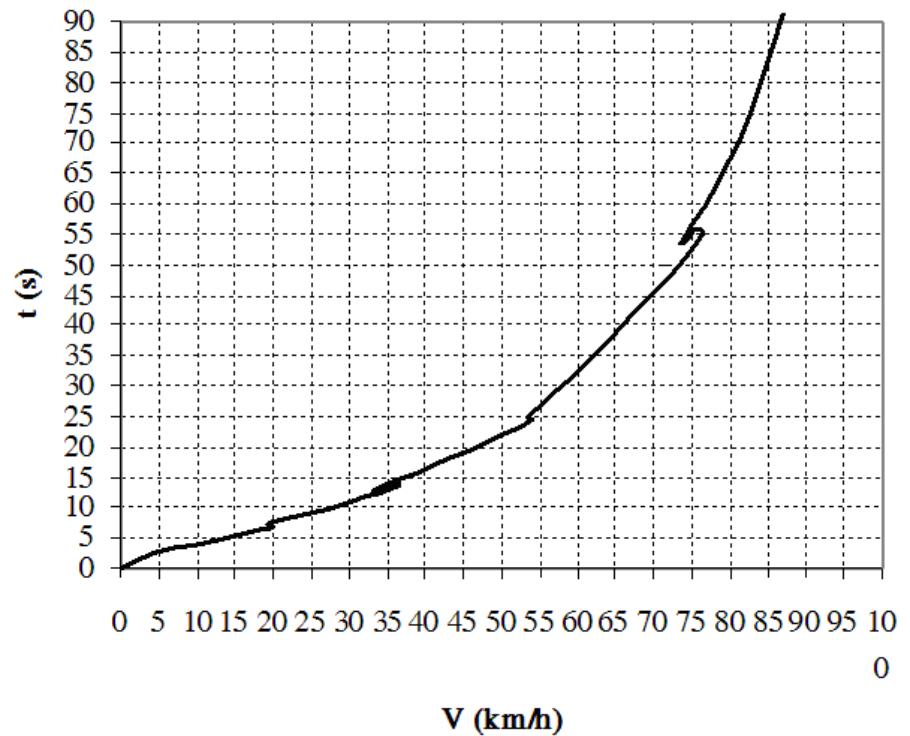


Traction force versus velocity graph

2.4 Overall layout design



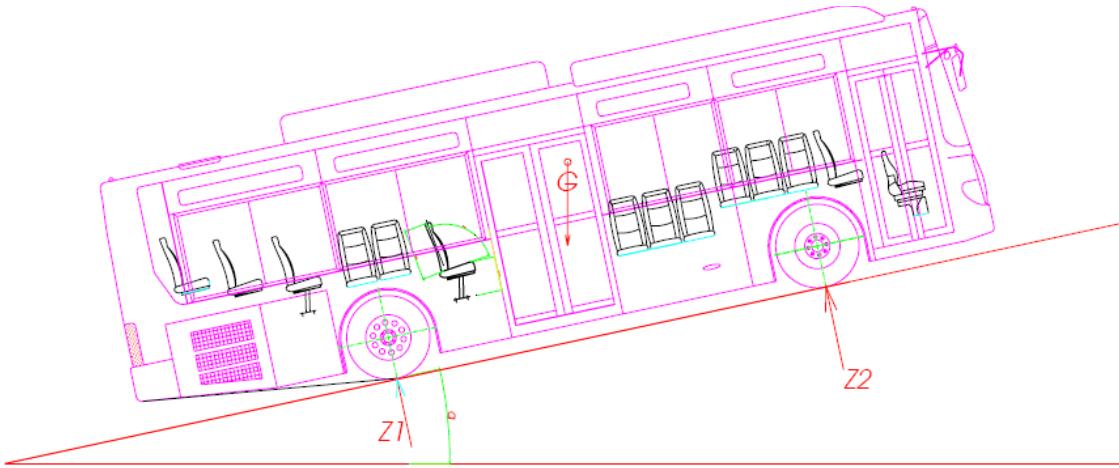
Acceleration graph



Acceleration time graph

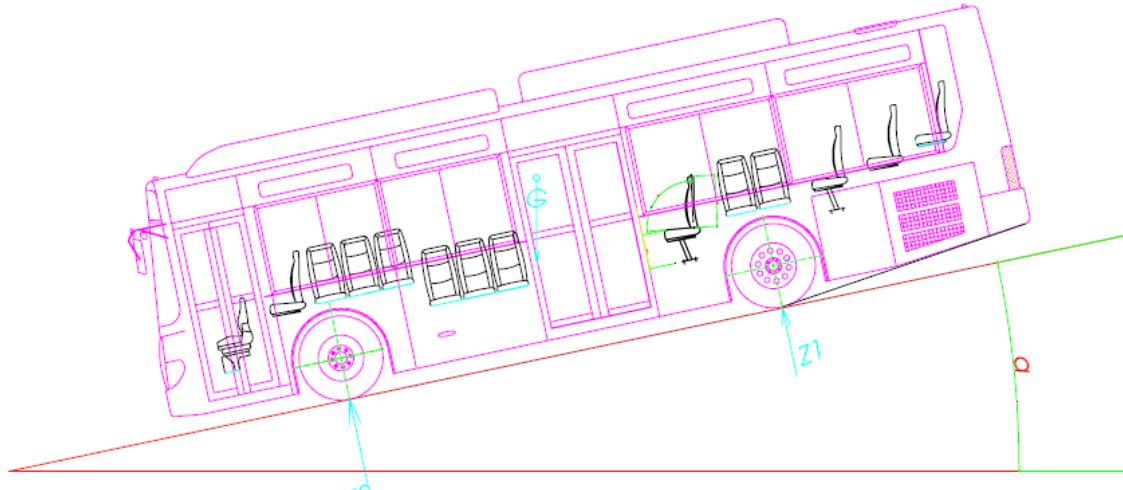
2.4 Overall layout design

Static stability: parking car on an inclined road – uphill case



$$\operatorname{tg}\alpha_{L0} = \frac{b_0}{H_{G0}}$$

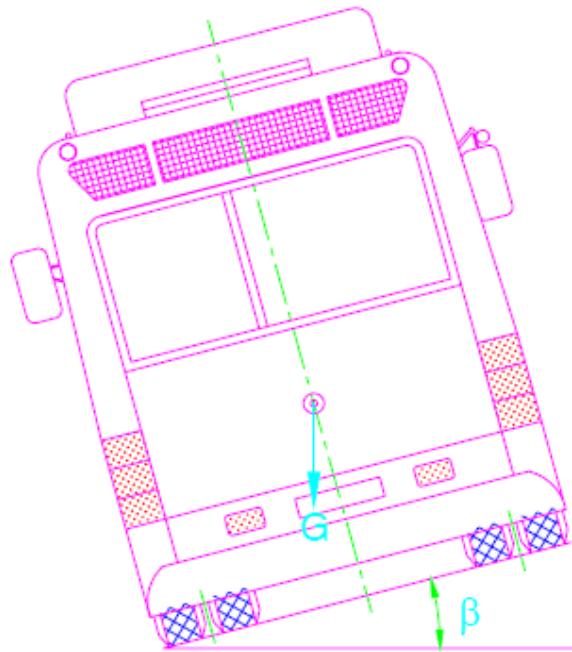
Static stability: parking car on an inclined road – downhill case



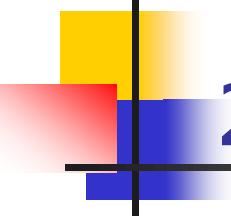
$$\operatorname{tg}\alpha_x = \frac{a}{H_G}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{x0} = \frac{a_0}{H_{G0}}$$

2.4 Overall layout design

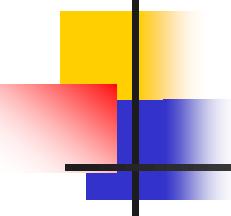


Static lateral stability condition



2.4 Overall layout design

- The most important parameter that controls the stability of the vehicle is the center of gravity → double check the center coordinates.
- If NOT → obtain again the dimensional parameters of the layout ddesign plan.
- If after 2 or 3 times still not satisfied → go back from the step of selecting the option!



3. Examples of overall layout design

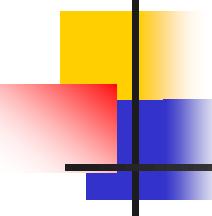
3.1 Human carrying vehicle

Type classification: passenger car < 9CN

mini bus < 17CN

City bus: ratio of seats/standings

Long distance bus: standings are not available.



3.1.1 Ex. of passenger car - 04 seats

Include 04 steps:

1. Working condition:

Type: passenger car

No. of seat: 4,

Max. speed Vmax (VN : > 100 km/h, world: >150 km/h)

Road condition → total resistant coefficient $\psi = f + i = 0.015+0.28 = 0.295$

2. Requirements:

Engineering: load, speed, road type.

Comfort: ventilation, air conditioner, safe, width of seat, ..

Beauty.

3. Choose the overall design plan:

Basic system.

human space: cockpit + passenger space

Human space unit is on over the basic system is the only plan recently.

Basic system arrangement: before – other side type, today same side.

Same side type: front engine/rear engine?

Because passenger cars have a load evenly distributed on 2 axles → take any axle as the drive axle. The current trend is a front wheel drive because of a more compact layout, better turn-around stability, lower center of gravity (without propeller shaft) → increased stability.

Layout of passenger space: 2 rows x 2 seats.

3.1.1 Ex. of passenger car - 04 seats

4. Overall layout design:

a) **Overall layout parameter** : structural form 4x2

b) **Dimensional parameters:** $L_0, B_0, L \times B \times H \rightarrow$ layout drawings (4 sided view – front, rear, top, side)

Base on: requirements, selected plan, TCVN

Principles of design: - Vertical: bottom to up, road surface is referenced.

- Lateral: inner to outer, symmetric center is referenced.

- Structural body: uni-body, body on frame, space frame,...

- Dis. between seats > 700mm, common 800mm. As large as possible.

- Inclined angle of the steering wheel α : inclination with passenger car.

- After arrangement, obtain $L_0, B_{01}, B_{02}, \dots$ the design the body shape:

long head long tail

Long head short tail

water drop shape, no head no tail.

Front and rear side views, then base on tow front, rear views, side view and top view.

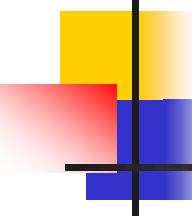
Front side: shape of head light, logo, heat net, ..

Rear side: shape of head light, bumper.

c) **Weight parameters:**

Already have correlation of the systems \rightarrow det. weight of each system \rightarrow take equilibrium equation \rightarrow det. a, b, Ga.

d) **Check overall layout parameters:** base on the stability conditions.



3.1.2 Ex. of passenger car – with 5, 7, 9 seats

- Systems are similar with the 04 seat passenger car.
- The loading space is different (carrying passengers).

4seats: 2 rows x 2 seats

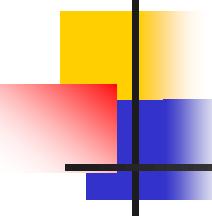
5seats: 2 rows (2seats + 3seats)

7seats: 3 rows (2 + 2 + 3) → longer

9seats: 3 rows (3 x 3seats) : shorter length small space, harder to get up and get down;

4 rows (2+2+2+3): long, more complex structure.

9seats vehicles are not popular.



3.1.3 Ex. of bus

Mini bus < 17 seats: same structure

Other buses (city, long distance): no. of seats and standings are different.

Overall layout dimensions:

- Frontal panel: other side type of basic system → higher the gravity center height.
- Floor:

Low floor type, L_o limited by floor.

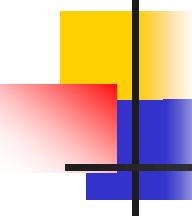
High floor type, L_o is not limited by some of other arrangement → L_o could be selected by load distribution on axles ($G1/G2 = 3/7$).

Previously, the design view was intended to the lower floor type → it's difficult to make but it could not reduce gravity center height because the coordinates of luggage are very high .

Currently the design trend is to raise the floor to the maximum possible → easy to design passenger seats. Luggage under → center of gravity lowered.

In terms of vertical vibration, passenger arranged high or low does not affect.

Seats: TCVN does not allow the arrangement of reverse or lateral.



3.1.3 Bus

- Ground: overall layout design of ground plan is the most important with buses:
 - Area;
 - Door location → decide the aisle way in the vehicle.
 - Cabins: cockpit, rest room.
 - City bus: 2 doors.
 - Long distance bus: 1 door.
 - Lower no. of doors , The more integrity the structure.
 - Arrangement doors and aisle way then the remaining area will be used to arrange seats.
 - Doors location: most safety is behind the front wheel, however one seat will be occupied. Today, front door is usually located in front of the front wheel, next to the cockpit, the rear door is located in front of the rear wheel.
- The trend of lowering the floor: Suitable for vehicles with passengers only (small luggage), increase the number of passengers. For example, passenger cars from the waiting room to the plane have very low floors. Lower floor makes Lo increase:
 - Advantages: a, b increase • stable increase.
 - Disadvantages: Large turning radius → reduced mobility.

3.1.4 Truck

There is only one overall layout option for common trucks:

- Basis system: Other side form, front engine, rear drive wheel.
- Cockpit, loading unit: is on over the basic system.

Cockpit is selected by the no. of seats & according to TCVN:

Truck < 5tons: cockpit 2 seats

Truck > 5tons: cockpit 3 seats, bed seating can be added.

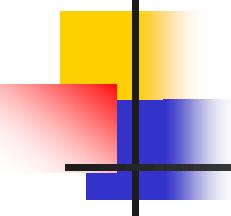
Double cockpit: 2 rows of seats, 4 seats.

- Cargo box: $L_{th} \times B_{th} \times H_{th} = V_{th}$

The volume of cargo box (V_{th}) is the first parameter is necessarily to be determined, based on the type of goods and it's density.

$$V_{th} = \frac{G_t}{\gamma_h}$$

General-purpose truck, carrying a variety of goods → choose with the smallest density → V_{th} largest. After having V_{th} , select B_{th} (according to TCVN, reference vehicle), then to L_{th} and H_{th} .



3.1.5 Special vehicle

Depending on each use, a specialized container and a specialized structure shall be identified.

Ex. Liquid truck:

Loading and unloading needs separate equipment,

The loading container must be sealed,

When moving, the gravity center changes.

Small density → V_{th} large.

Ex. Money carrier:

Security;

Unauthorized persons cannot open.

Ex. Garbage truck:

There must be equipment to collect, press and unloading garbage.

Chapter 3

Driveline system design



Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

Overview

driveline system = engine + clutch + gear box + propeller shaft + differential + half shaft + drive wheels



Ensure cars are self-propelled.

When designing the driveline system, it is considered that engine is already known → knows the parameters: Specifications: N_{max} / n_N , M_{max} / n_M , g_e , mass, ... Structure: engine size to assembly clutch, clutch cover.

Drive wheels: parameters to be obtained:

- Specifications: Radius r_b , weight G_{bx}
- Structure: material, no. of wheels.

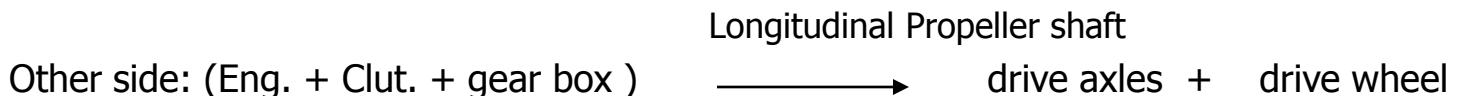
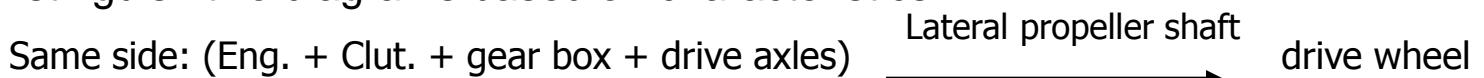
Driveline system: at least includes for components:

- Clutch
- Gear box (Sub gear box, power take off box)
- Propeller shaft
- Drive axle.

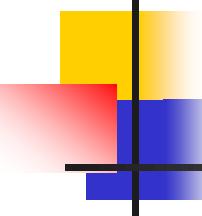
Overview

Including 7 steps :

1. Working conditions: mission of components.
2. Requirements:
3. Select the overall layout design plan: 02 plans (same side, other side)
 - The selected plan mainly based on the distance between engine and drive wheel.
 - Distinguish two diagrams based on characteristics:



- Note: buses with engines and drive wheels are both at rear but the gap between these two parts is quite large → of the other side.



Overview

4. Overall layout design:

Driveline system overall layout parameters:

- Gear ratios $i_t = i_{LH} \times i_{hs} \times i_C \times i_0$
- Efficiency: η

$$i_{LH} \approx i_C \approx 1$$

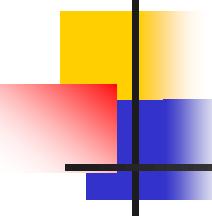
i_{HS} : gear box ratio

i_0 : diff. ratio.

If i_0 small, used only one transmitter inside axle;

If i_0 large, split into two transmitters.

- Check all the overall layout parameters.



Overview

5. Engineering design
6. Technology design
7. Cost

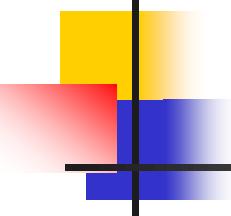
Chapter 3

Clutch design



Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

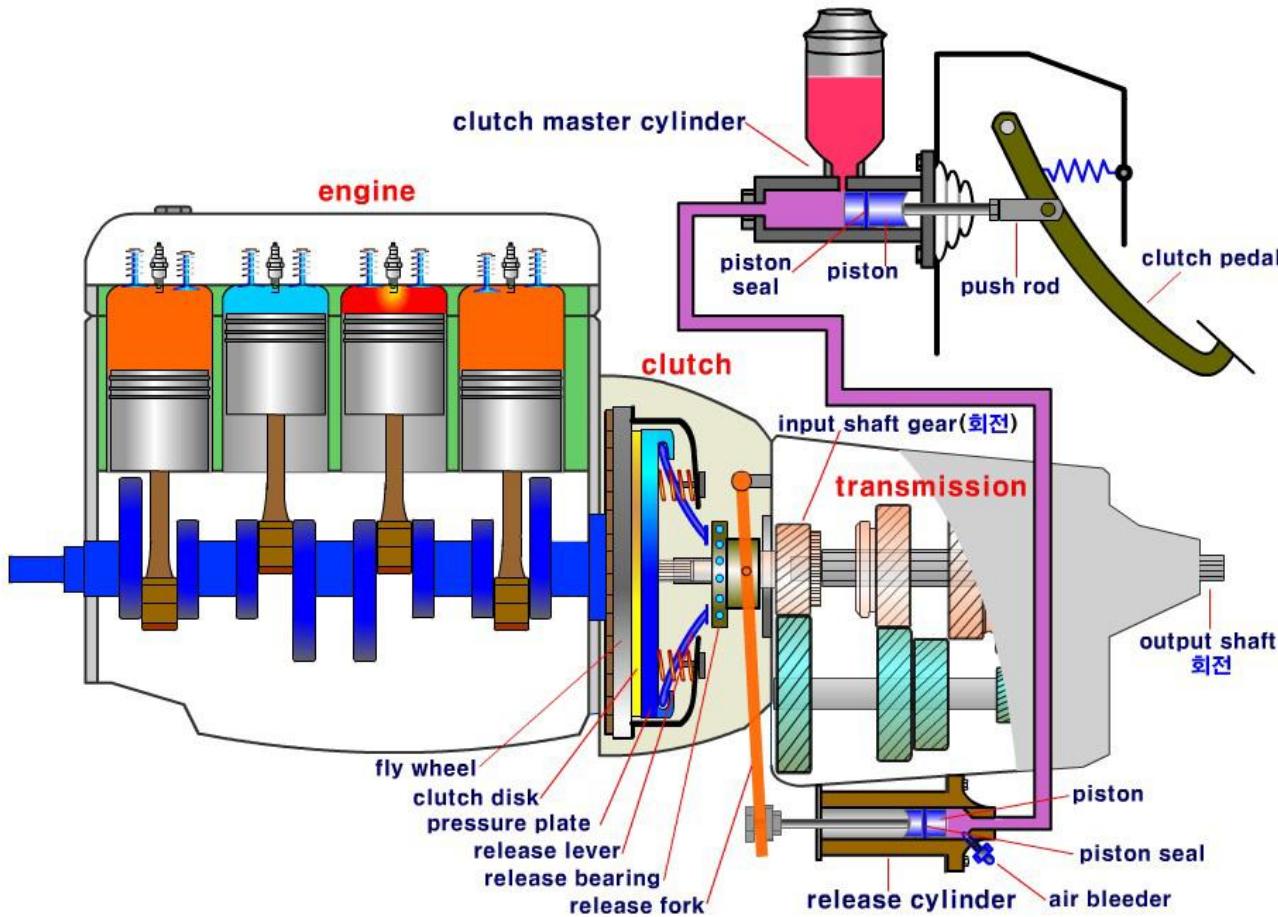


Contents

- 1. Working Conditions**
- 2. Clutch Requirements**
- 3. Design Plan**
- 4. Layout Design**
- 5. Technical Design**
- 6. Order of Calculation**

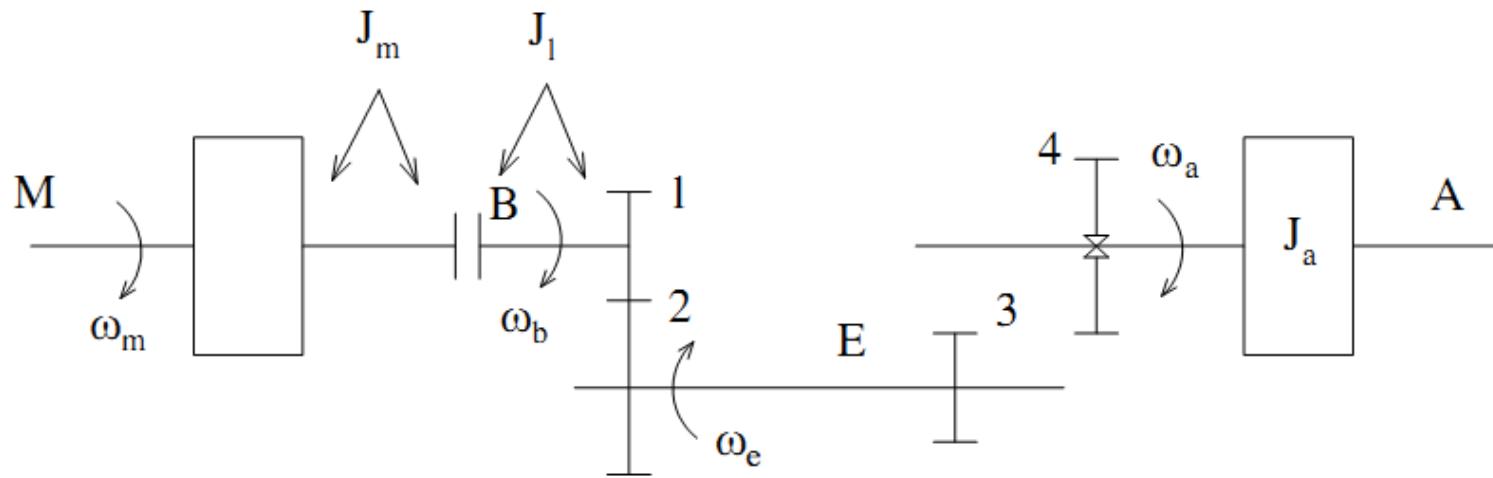
1. Working Conditions

A **clutch** is a mechanical device which engages and disengages power transmission especially from driving shaft to driven shaft.



1.1 Clutch effects when shifting gears

Xét ảnh hưởng ly hợp đến gài số **khi ly hợp đóng** và **khi ly hợp mở**.



Sơ đồ lực và moment khi gài số

J_m – Mômen quán tính của các chi tiết chuyển động của động cơ và của phần chủ động của ly hợp [Nms^2]

J_1 – Mômen quán tính của phần bị động của ly hợp và của các chi tiết hộp số có liên hệ động học với phần bị động của ly hợp được quy đổi về trục của ly hợp [Nms^2].

J_a – Mômen quán tính của bánh đà tương trưng đặt trên trục thứ cấp hộp số tương đương với trọng khối chuyển động tịnh tiến của xe [Nms^2].

1.1 Clutch effects when shifting gears

Mômen quán tính này được xác định theo điều kiện cân bằng động năng của ôtô chuyển động tịnh tiến và động năng của bánh đà tương trưng chuyển động quay :

$$\frac{G}{2g}v^2 = \frac{J_a \omega_a^2}{2}$$

Vì $\omega_a = \frac{v}{r_{bx}} \cdot i_o$ \longrightarrow $J_a = \frac{G}{g} \cdot \frac{r_{bx}^2}{i_o^2}$ [Nms²] (III-1)

ω_a – Vận tốc góc của trục A [rad/s]

G – Trọng lượng toàn bộ của xe [N]

v – Vận tốc chuyển động của xe [m/s]

i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính

r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe [m]

g – Gia tốc trọng trường [9,81 m/s²]

1.1 Clutch effects when shifting gears

Gài số khi ly hợp vẫn đóng

Giả thiết:

- Gài số trực tiếp (không có đồng tốc) và không ngắt ly hợp;
- Bỏ qua moment xoắn động cơ & moment cản của đường (<< moment xung kích).

Phương trình moment xung lượng trong thời gian t đối với chuyển động của hệ trục về phía bánh răng 4 (trục A):

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = J_a \cdot (\omega_a' - \omega_a) \quad (\text{III-3})$$

P_4 : Lực tác dụng lên bánh răng (4) trong thời gian gài số t, [N];

r_4 : Bán kính vòng lăn của bánh răng (4), [m];

ω_a : Tốc độ góc của trục thứ cấp hộp số trước khi gài số, [rad/s];

ω_a' : Tốc độ góc của trục thứ cấp hộp số sau khi gài số, [rad/s];

1.1 Clutch effects when shifting gears

Phương trình moment xung lượng trong thời gian t đổi với chuyển động của hệ trục về phía bánh răng 3 (trục E):

$$P_3 r_3 t = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (\omega_e - \omega'_e) = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left(\omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \quad (\text{III-4})$$

P_3 – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 3 trong thời gian gài số
 r_1, r_2, r_3 – Bán kính vòng tròn lăn của các bánh răng 1, 2, 3

ω_e – Vận tốc góc của trục E trước khi gài số
 ω'_e – Vận tốc góc của trục E sau khi gài số

Khi gài bánh răng 4 vào ăn khớp với bánh răng 3 thì tỷ số truyền của hộp số i_h sẽ là:

$$i_h = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3}$$

1.1 Clutch effects when shifting gears

Nhân hai vế pt (III.4) với r_4/r_3 :

$$\begin{aligned} P_3 \cdot r_3 \cdot t \frac{r_4}{r_3} &= (J_m + J_l) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left(\omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \cdot \frac{r_4}{r_3} \\ \Rightarrow P_3 \cdot r_4 \cdot t &= (J_m + J_l) \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_l) \omega'_a \cdot i_h^2 \quad (\text{III-5}) \end{aligned}$$

Vì $P_3 = P_4$ cho nên $P_3 \cdot r_4 \cdot t = P_4 \cdot r_4 \cdot t$

$$\longrightarrow J_a (\omega'_a - \omega_a) = (J_m + J_l) \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_l) \omega'_a \cdot i_h^2$$

$$\longrightarrow \omega'_a = \frac{(J_m + J_l) \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_l) i_h^2 + J_a} \quad (\text{III-6})$$

Thay giá trị ω_a' vào (III-3)

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = J_a \left[\frac{(J_m + J_l) \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_l) i_h^2 + J_a} - \omega_a \right]$$

$$\boxed{P_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a (J_m + J_l) i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{(J_m + J_l) i_h^2 + J_a}} \quad (\text{III-7})$$

1.1 Clutch effects when shifting gears

Trường hợp ngắt ly hợp: $J_m = 0$,

$$P'_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot J_l \cdot i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_l \cdot i^2_h + J_a}$$

(III-8)

So sánh (III-7) & (III-8):

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = \frac{J_l \left[\left(1 + \frac{J_l}{J_m} \right) i^2_h + \frac{J_a}{J_m} \right]}{\left(J_l i^2_h + J_a \right) \left(1 + \frac{J_l}{J_m} \right)}$$

Nếu $J_l \ll J_m$:

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = \frac{i^2_h + \frac{J_a}{J_m}}{i^2_h + \frac{J_a}{J_l}}$$

(III-10)

Xét trường hợp cụ thể ở xe URAL -355 khi gài số truyền III

$$\left. \begin{array}{l} i_{h3} = 1,84 \\ J_m = 1,5 \text{ Nms}^2 \\ J_a = 10,2 \text{ Nms}^2 \\ J_l = 0,022 \text{ Nms}^2 \end{array} \right\} \quad \frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = 0,022 \quad \text{Lực giảm 50 lần !}$$

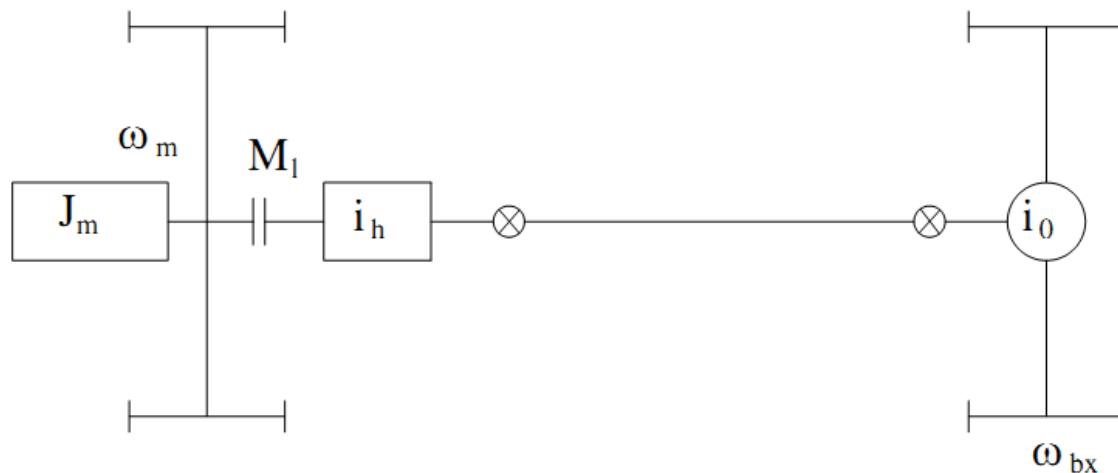
1.1 Clutch effects when shifting gears

$$P'_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot J_l \cdot i_h \cdot (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_l \cdot i_h^2 + J_a}$$

Nhận xét:

- Giá trị P'_4 phụ thuộc vào $J_l \rightarrow$ cần giảm moment quán tính phần thụ động.
- Cần giảm hiệu số $(\omega_b - \omega_a \cdot i_h)$ bằng bộ đồng tốc và ngắt dứt khoát ly hợp.

1.2 Clutch effects when braking



Sơ đồ hệ thống truyền lực khi phanh

Khi phanh xe sẽ có gia tốc âm $\frac{dv}{dt}$

do ly hợp đóng nên trực khuỷu chuyển động chậm dần với gia tốc góc $\frac{d\omega_m}{dt}$

Do trực khuỷu chuyển động có gia tốc góc, cho nên sẽ xuất hiện mômen các lực quán tính M_j truyền từ động cơ qua ly hợp:

$$M_j = J_m \frac{d\omega_m}{dt}$$

1.2 Clutch effects when braking

Gia tốc góc của trục khuỷu động cơ được tính như sau:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_m}{dt} &= \frac{d\omega_{bx}}{dt} \cdot i_h \cdot i_o \\ \frac{d\omega_{bx}}{dt} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{v}{r_{bx}} \right) = \frac{1}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt} \end{aligned} \right\} \quad \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Thay giá trị $\frac{d\omega_m}{dt}$ vừa tìm được vào

$$M_j = J_m \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (\text{III-11})$$

M_j phụ thuộc vào $\frac{dv}{dt}$, cho nên :

$$M_{j\max} = J_m \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max}$$

1.2 Clutch effects when braking

Lực phanh cực đại $P_{p\max}$ chúng ta có thể xác định theo định luật Niutơn

$$P_{p\max} = \frac{\delta G}{g} \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max}$$

Ở đây :

$P_{p\max}$ - Tổng các lực phanh cực đại ở các bánh xe.

G - Trọng lượng toàn bộ của xe.

g - Gia tốc trọng trường.

δ - Hệ số tính đến ảnh hưởng của các trọng khối quay của xe (xem ở “Lý thuyết ôtô ”)

$$\delta = 1 + \frac{J_m}{G} \frac{i_h^2 i_o^2 \cdot \eta_{tl}}{r_{bx}^2} + \sum J_{bx} \frac{g}{G_{bx} \cdot r_{bx}^2}$$

η_{tl} - Hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực.

$\sum J_{bx}$ - Tổng số mômen quán tính của các bánh xe.

G_{bx} - Trọng lượng của bánh xe.

1.2 Clutch effects when braking

Lực phanh cực đại đối với xe có bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe sẽ bằng tích số giữa trọng lượng toàn bộ của xe G với hệ số bám φ $P_{p\max} = \varphi \cdot G$

$$\longrightarrow \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta}$$

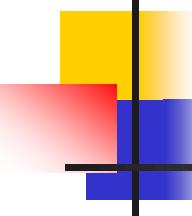
mômen cực đại của các lực quán tính truyền qua ly hợp:

$$M_{j\max} = J_m \cdot \frac{i_h i_0}{r_{bx}} \cdot \frac{\varphi g}{\delta} \quad (\text{III-16})$$

Mômen này sẽ truyền qua ly hợp, nếu mômen ma sát M_l của ly hợp lớn hơn nó. Nếu ngược lại thì ly hợp bị trượt và hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng với giá trị chỉ bằng mômen ma sát M_l của ly hợp.

Nếu ly hợp có mômen ma sát M_l bằng hoặc lớn hơn giá trị $M_{j\max}$, thì hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng có giá trị đúng bằng $M_{j\max}$.

Bởi vậy khi phanh gấp, để tránh gây tải trọng quá lớn cho hệ thống truyền lực, chúng ta cần tách ly hợp.



2. Clutch Requirements

- **Technical requirements:**

- Transfer all engine torque without slipping
- Inertia moment of the passive parts must be small.
- Protect engine and drivetrain components against overload.
- The friction surface must escape heat well.

- **Special requirements:**

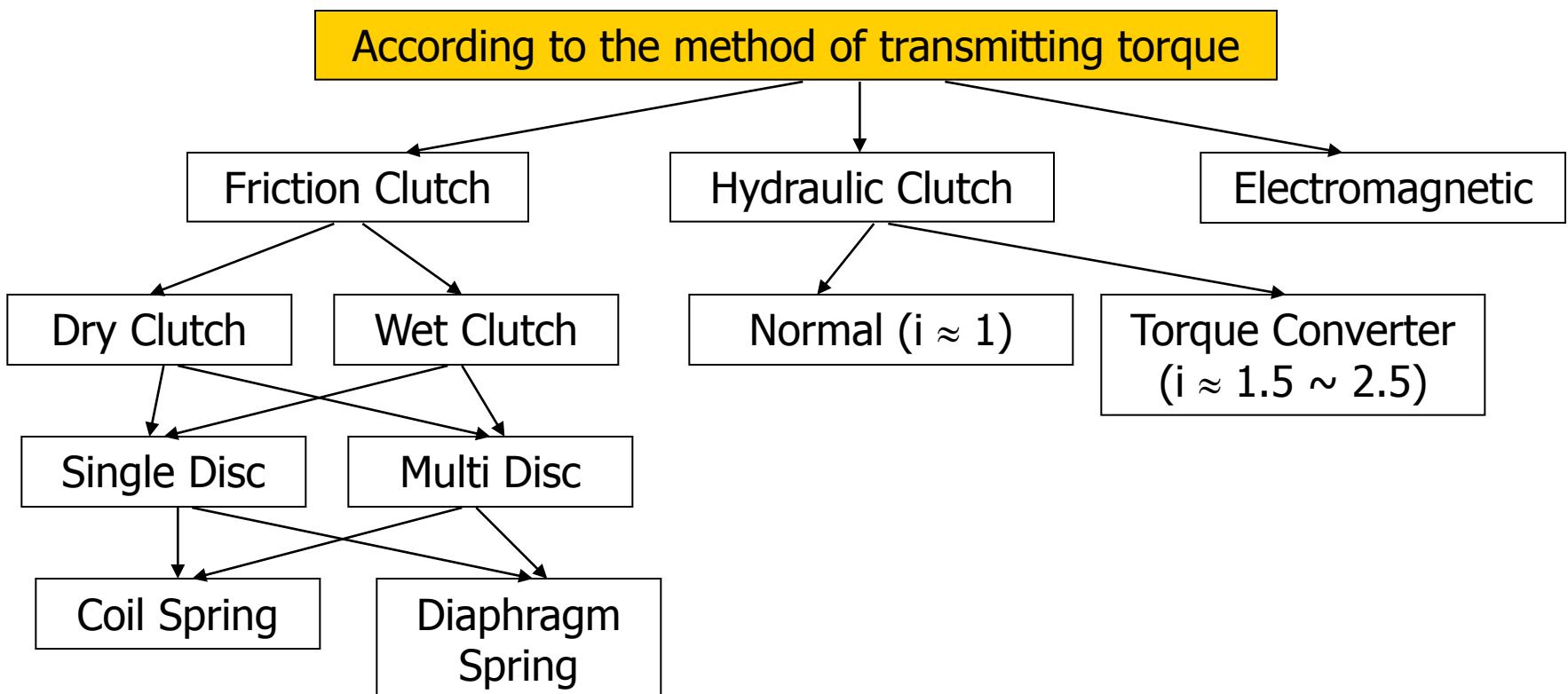
- Engage smoothly;
- Disengage decisively;
- Control force $P_{bd} \leq [P_{bd}]$ of driver.

- **General requirements:**

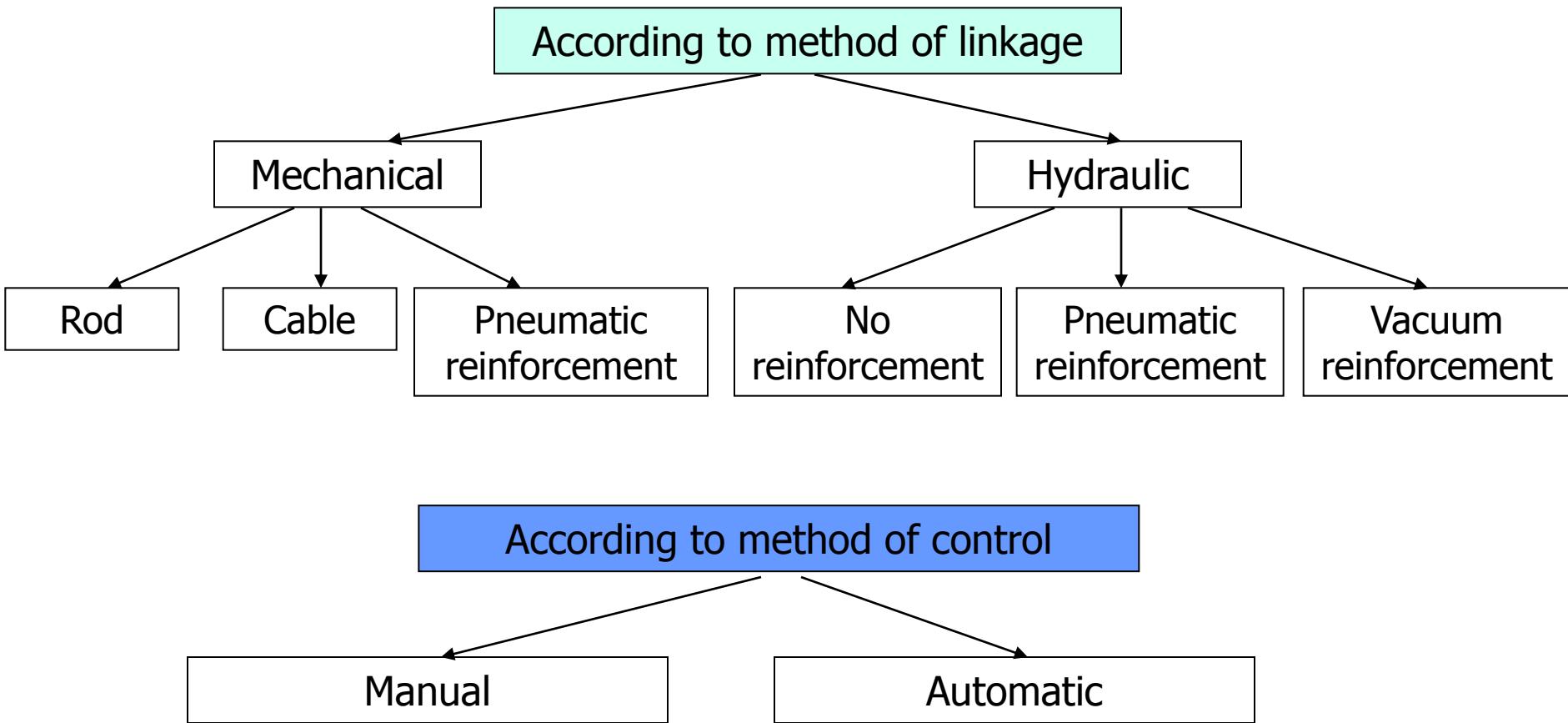
- About size, weight;
- Durable enough: mechanical, chemical,
- Structure, technology.

3. Clutch Design Plan

- + Based on the options available, or new options may be developed.
- + Options already exist :



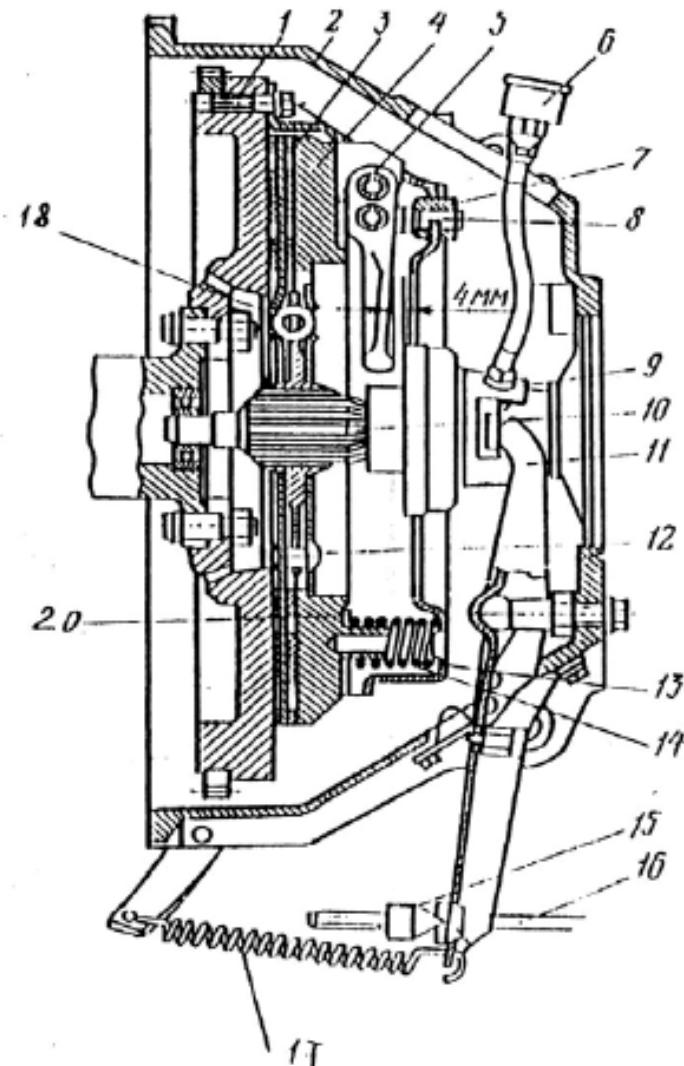
3. Clutch Design Plan



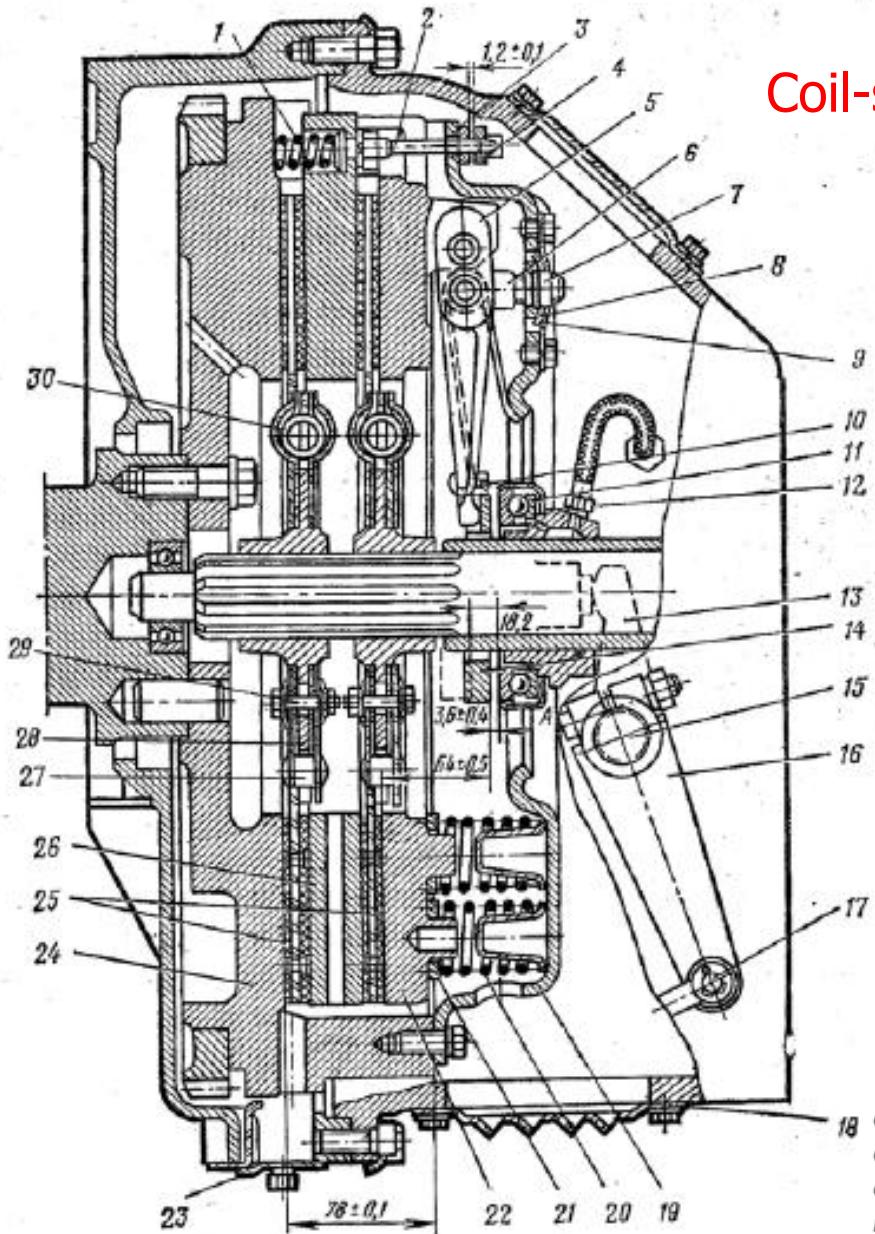
3. Clutch Design Plan

Coil-spring Single-disk Friction Clutch

1. Bánh đà ; 2. Vỏ ngoài li hợp ; 3. Đĩa ma sát ;
4. Đĩa ép ; 5. Đòn mở li hợp ; 6. Ống bơm mở ; 7. Đai ốc điều chỉnh ; 8. Càng nối ; 9. Bạc trượt ;
10. Trục li hợp ; 11. Càng mở li hợp ; 12. Đinh tán nối các tấm đĩa ; 13. Vỏ trong li hợp ; 14. Lò xo ép ; 15. Đai ốc điều chỉnh ; 16. Thanh kéo ;
17. Lò xo hồi vị càng mở li hợp ; 18. Lò xo giảm chấn ; 19. Xương đĩa ; 20. Đế cách nhiệt lò xo ép.



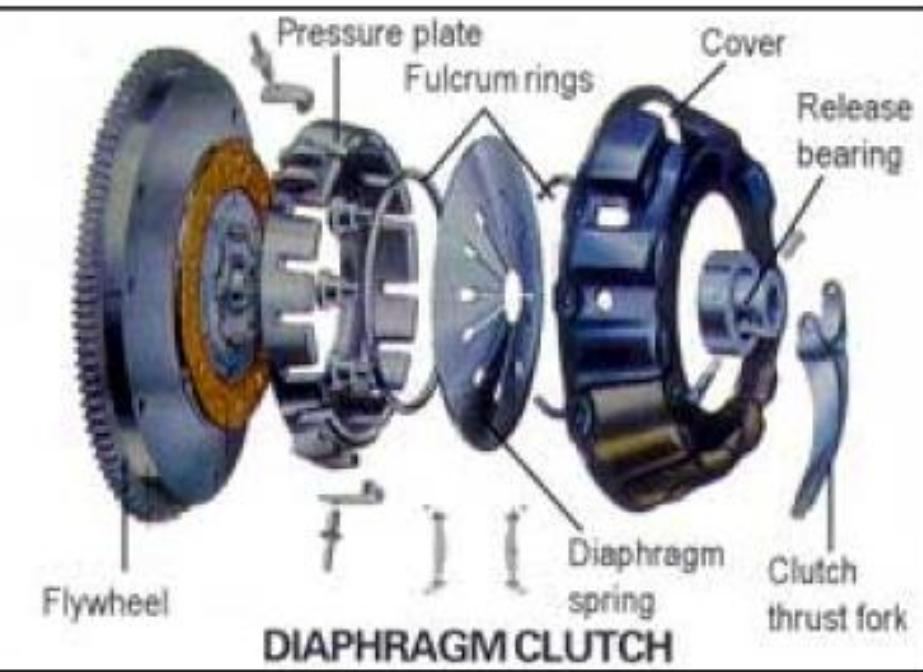
Coil-spring Double-disk Friction Clutch



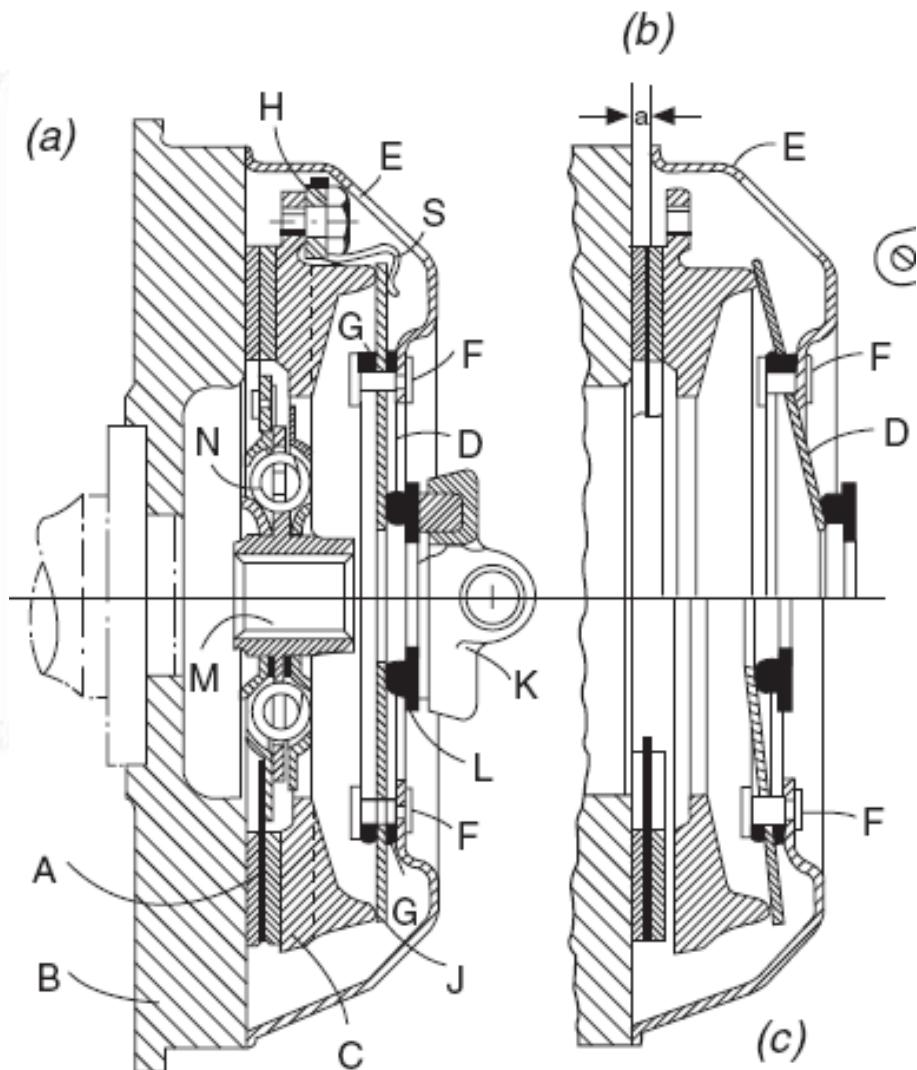
Lihop lắp trên xe MA3-5335

1. Lò xo dây đĩa ép trung gian ; 2. Bulông hạn chế ; 3. Vô trong lihop ; 4. Đai ốc điều chỉnh ; 5. Đòn mở lihop ; 6. Càng nối đòn mở lihop ; 7. Đai ốc điều chỉnh đòn mở ; 8. Tấm hâm ; 9. Quang treo ; 10. Lò xo đỡ tấm chấn ; 11. Bi "T" ; 12. ống bơm mă ; 13. Càng mở lihop ; 14. Tấm chấn đầu đòn mở ; 15. Trục của cảng mở lihop ; 16. Tay đòn ; 18. Nắp của cácte lihop ; 19. Vô trong lihop ; 20. Lò xo ép ; 21. Đệm cách nhiệt ; 22. Đĩa ép ngoài ; 23. Nút xả mạt ; 24. Bánh đà ; 25. Đĩa ma sát ; 26. Đĩa ép trung gian ; 27. Thanh tựa ; 28. Moayđ ; 29. Bulông bắt chặt các tấm đĩa ; 30. Lò xo giảm chấn.

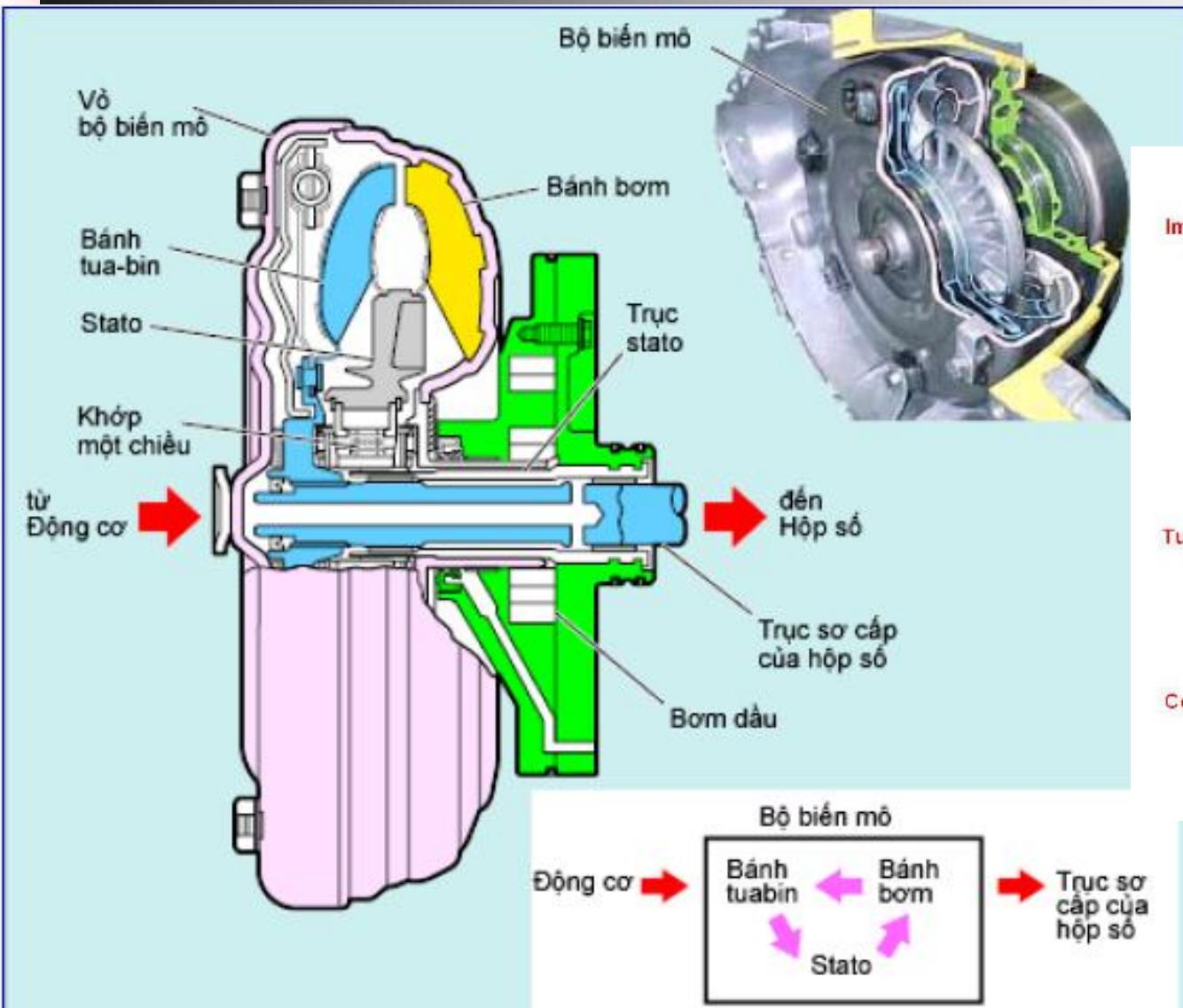
3. Clutch Design Plan



Diaphragm Spring Clutch



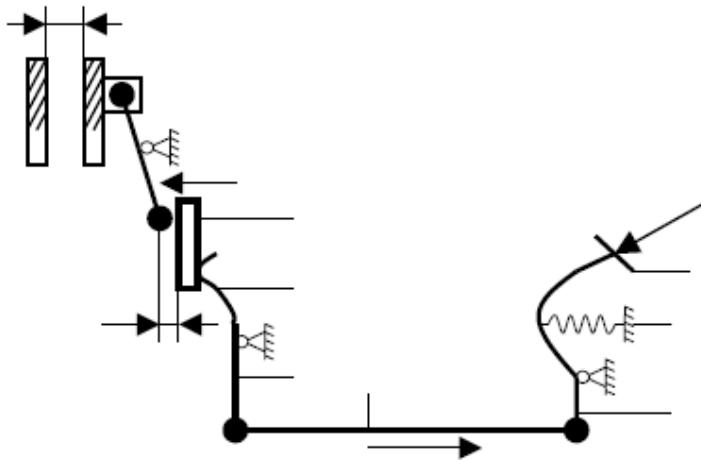
3. Clutch Design Plan



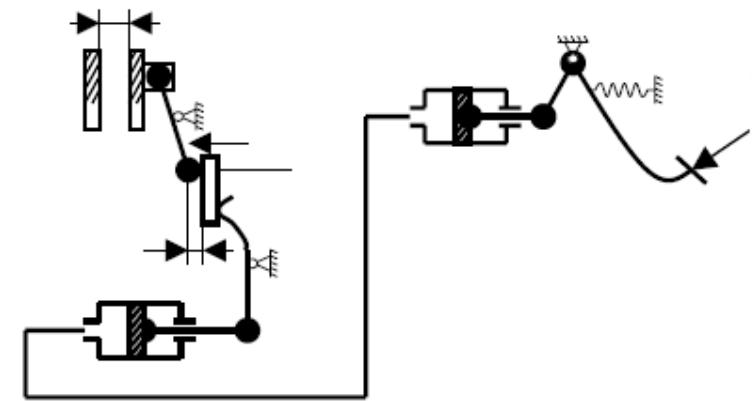
Torque Converter



3. Clutch Design Plan

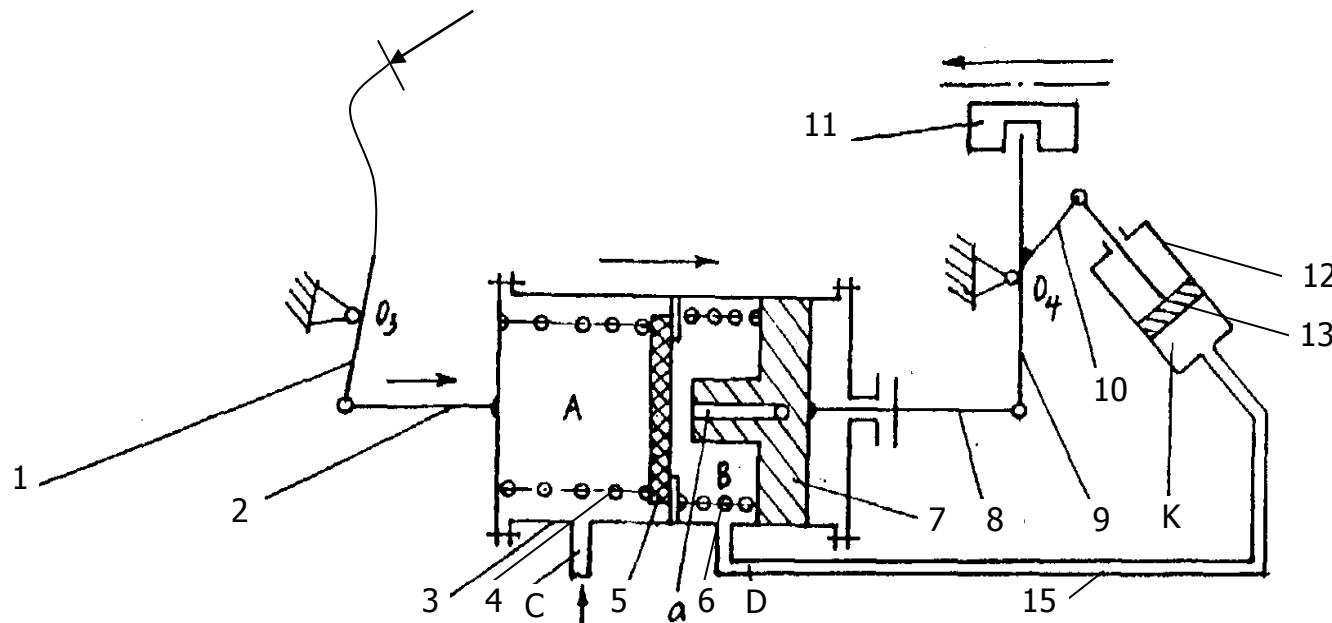


Mechanical Linkage



Hydraulic Linkage

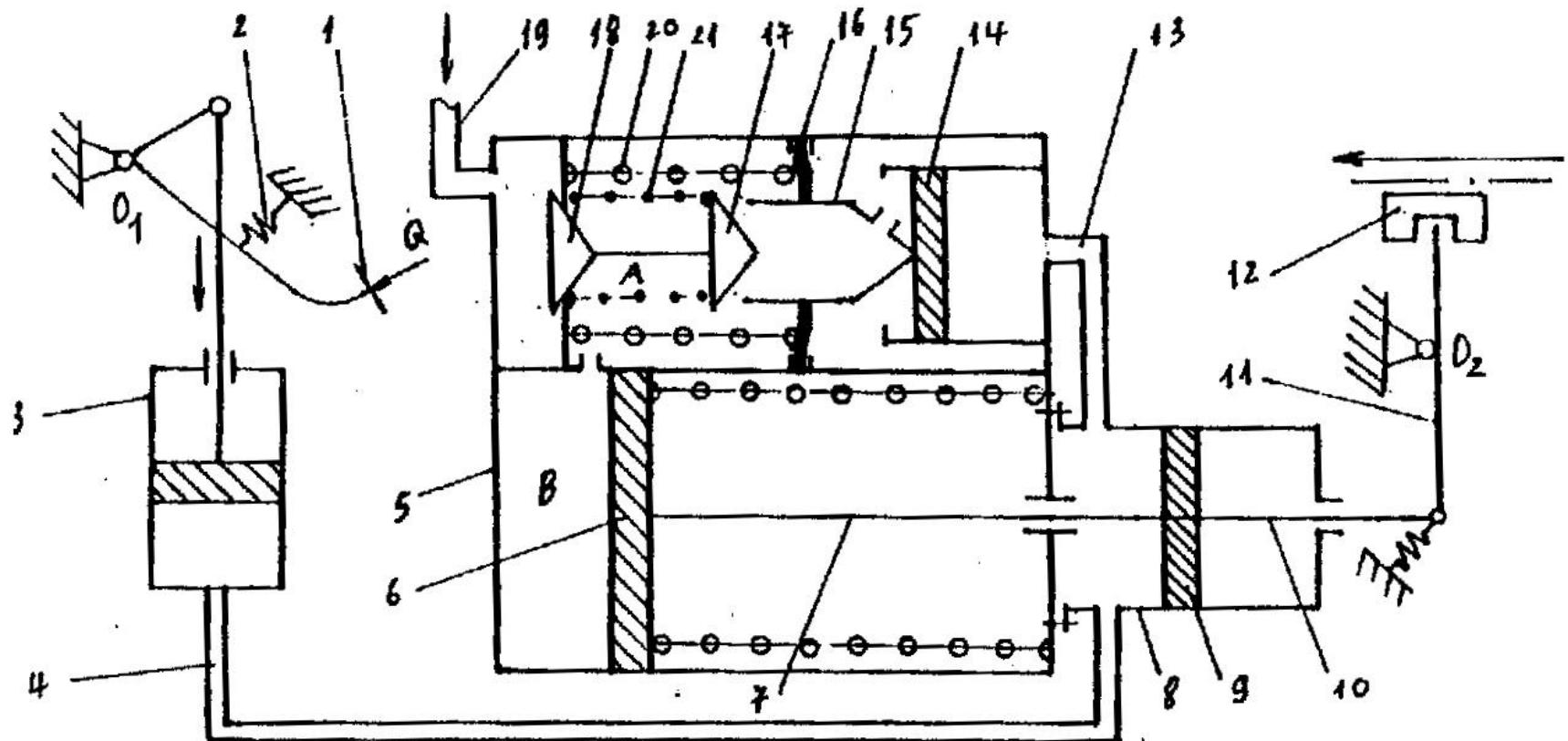
3. Clutch Design Plan



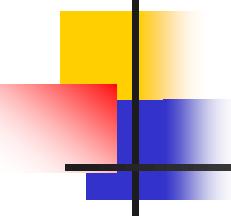
Mechanical Linkage with Pneumatic Reinforcement

| | | |
|--------------------|---------------------|-------------------|
| 1 - Bàn đạp; | 6 - Lò xo thân van; | 12 - Xi lanh lực; |
| 2 - Thanh đẩy; | 7 - Thân van; | 13 - Pittông; |
| 3- Van phân phối; | 8 - Thanh đẩy; | 14 - Tấm chặn; |
| 4 - Lò xo lắp van; | 9, 10 - Càng mở; | 15 - Ống dẫn khí |
| 5 - Nắp van; | 11 - Bạc mở; | |

3. Clutch Design Plan



Hydraulic Linkage with Pneumatic Reinforcement

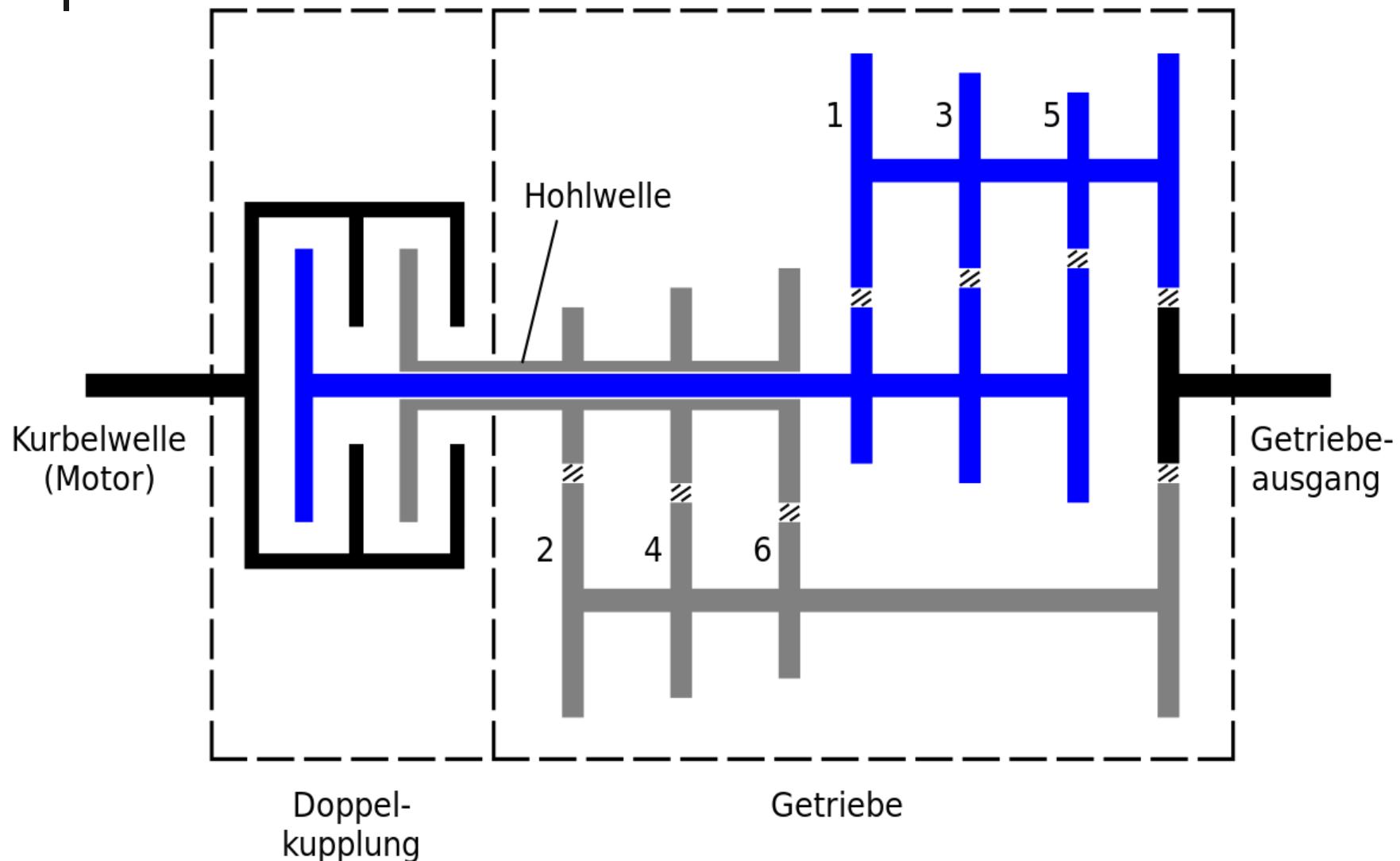


3. Clutch Design Plan

HW#3: Find the pros and cons of

1. Single-Disc Clutch vs Double-Disc Clutch
2. Coil-Spring Clutch vs. Diaphragm-Spring Clutch
3. Friction Clutch vs. Torque Converter
4. Mechanical Linkage vs. Hydraulic Linkage
5. Non-reinforcement vs. Reinforcement
6. Wet Clutch vs. Dry Clutch

3. Clutch Design Plan

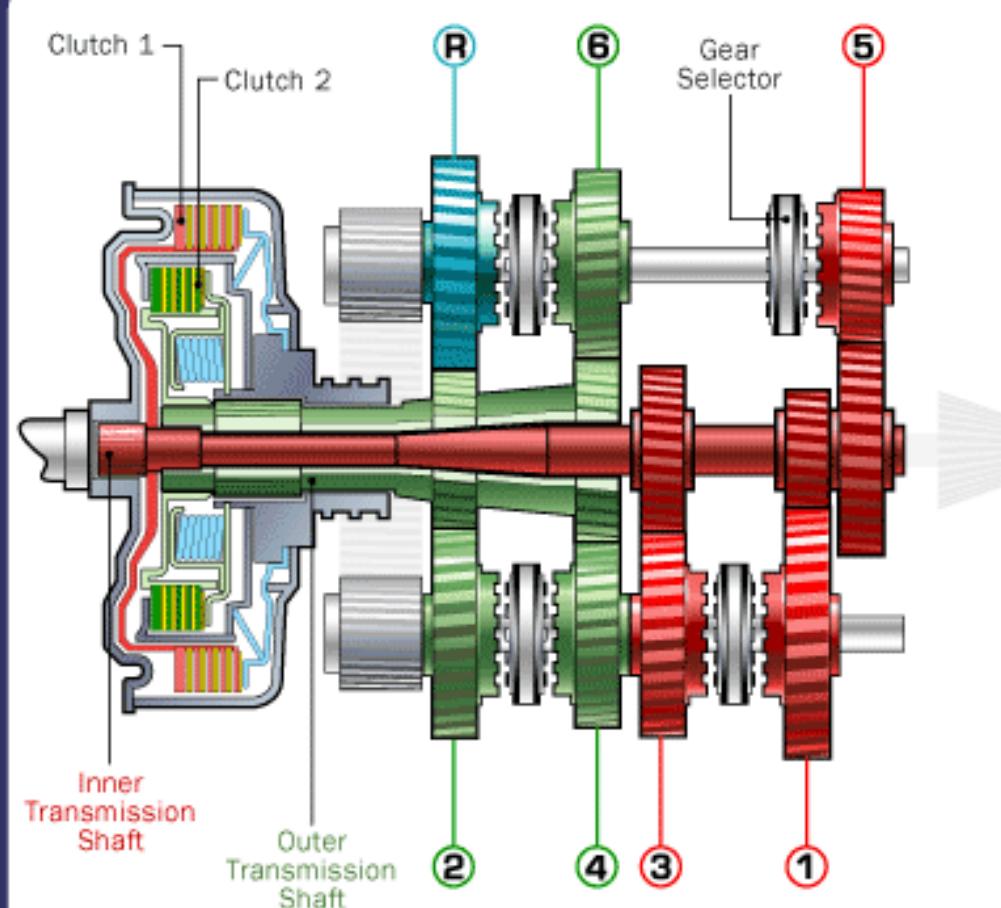


Dual Clutch

3. Clutch Design Plan

How Dual-Clutch Transmissions Work

6-Speed Basic Design

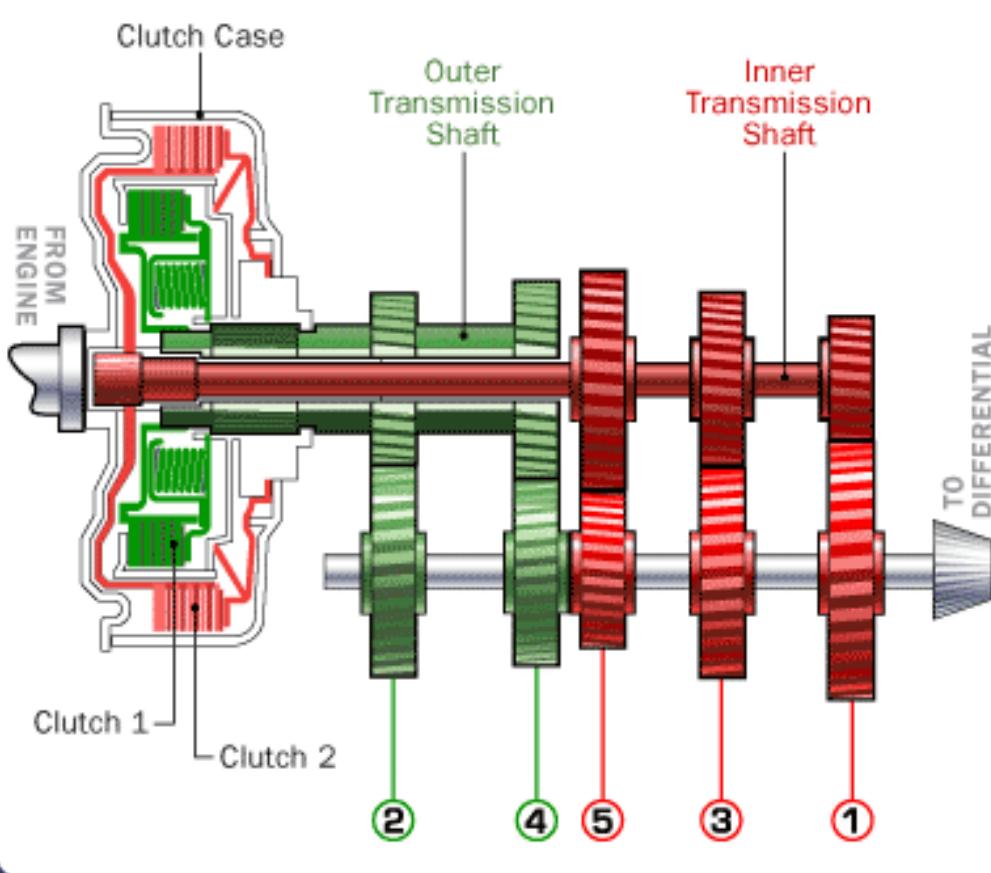


Dual Clutch

3. Clutch Design Plan

How Dual-Clutch Transmissions Work

Basic Arrangement

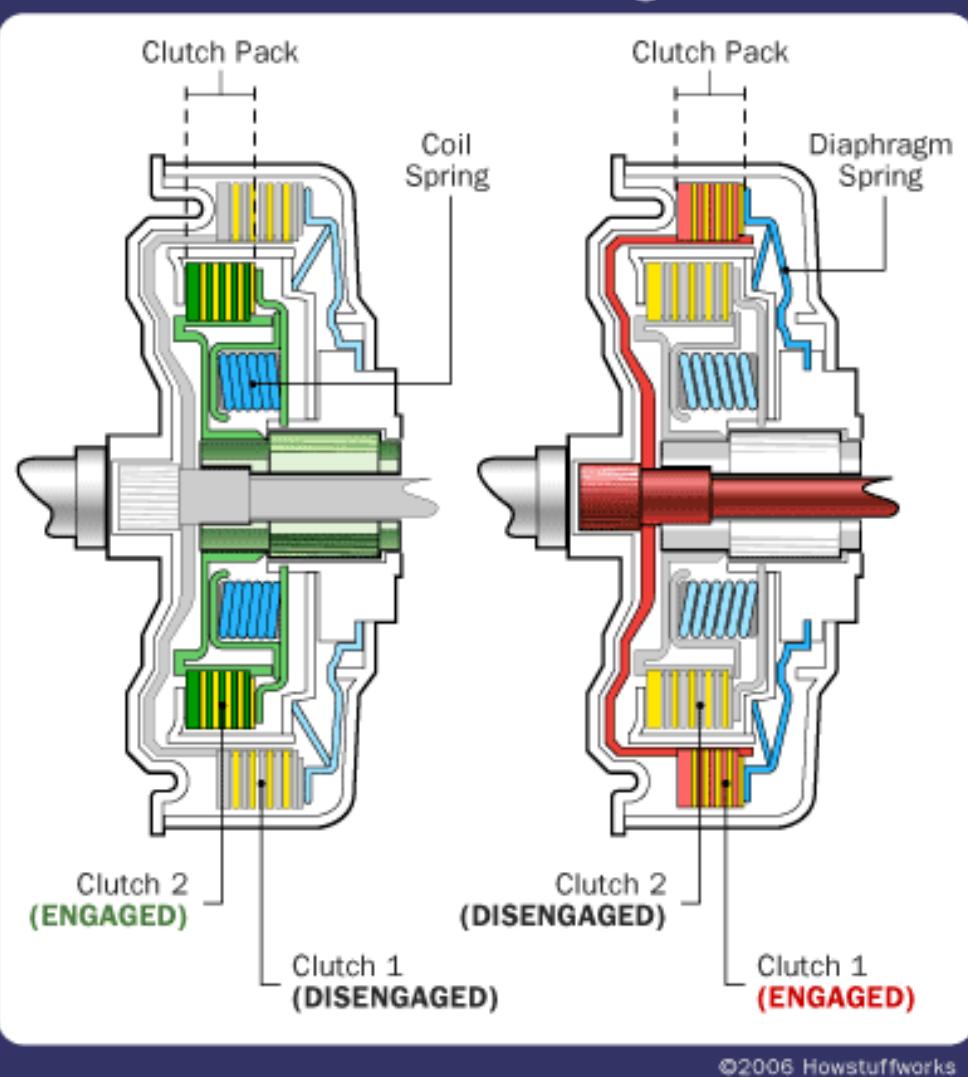


Dual Clutch

3. Clutch Design Plan

How Dual-Clutch Transmissions Work

Basic Dual Wet Clutch Design

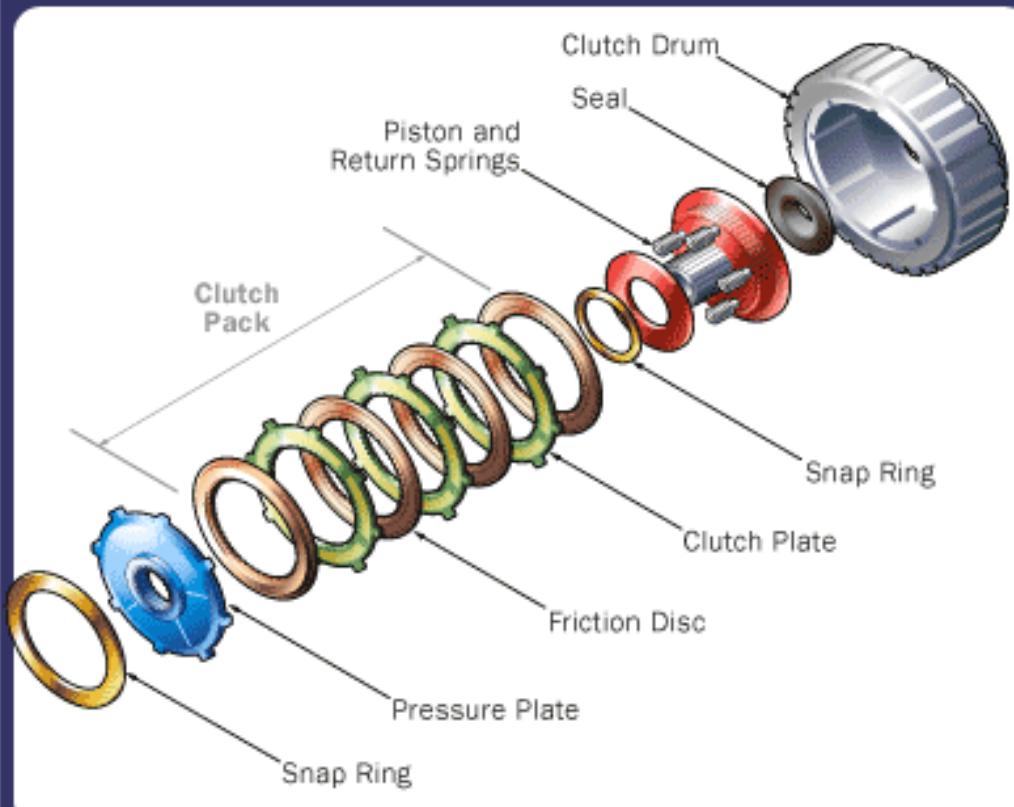


Dual Clutch

3. Clutch Design Plan

How Dual-Clutch Transmissions Work

Basic Multi-Plate Wet Clutch Design

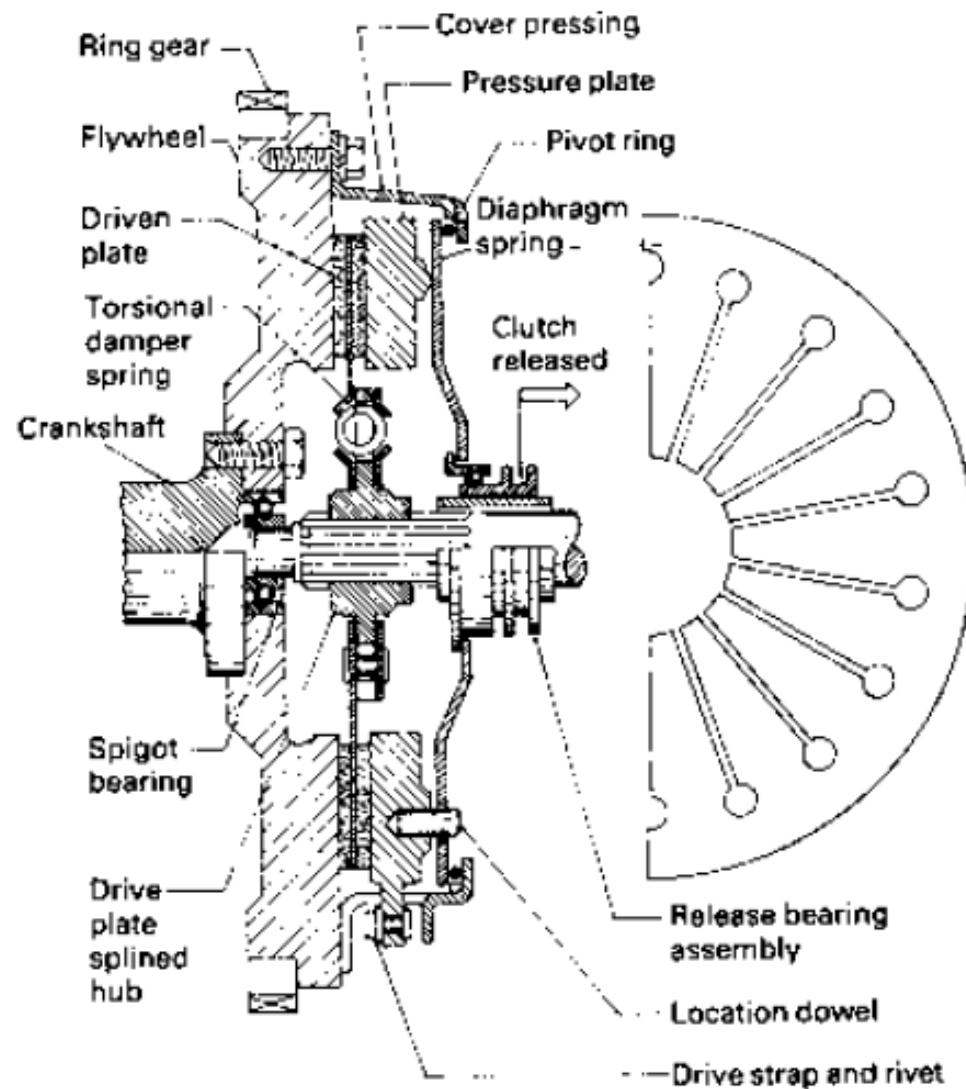


Dual Clutch

©2006 Howstuffworks

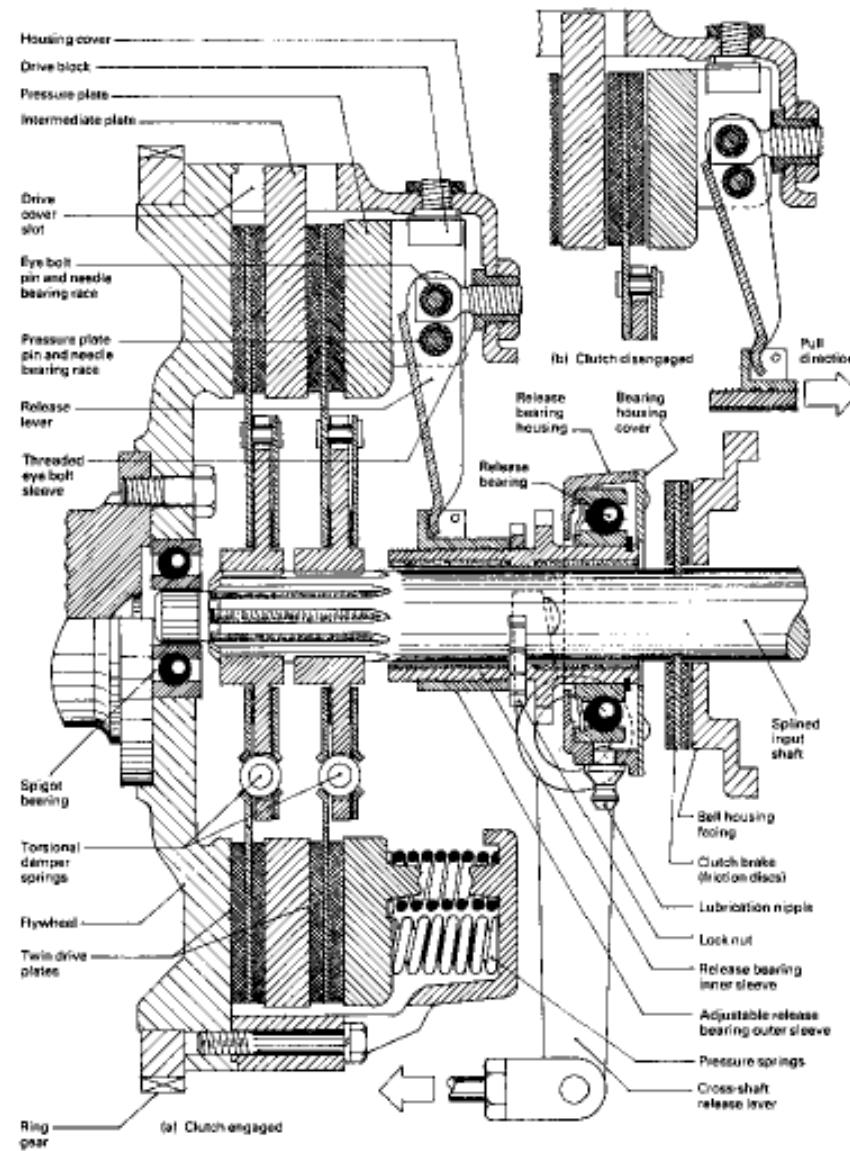
3. Clutch Design Plan

Pull type diaphragm clutch

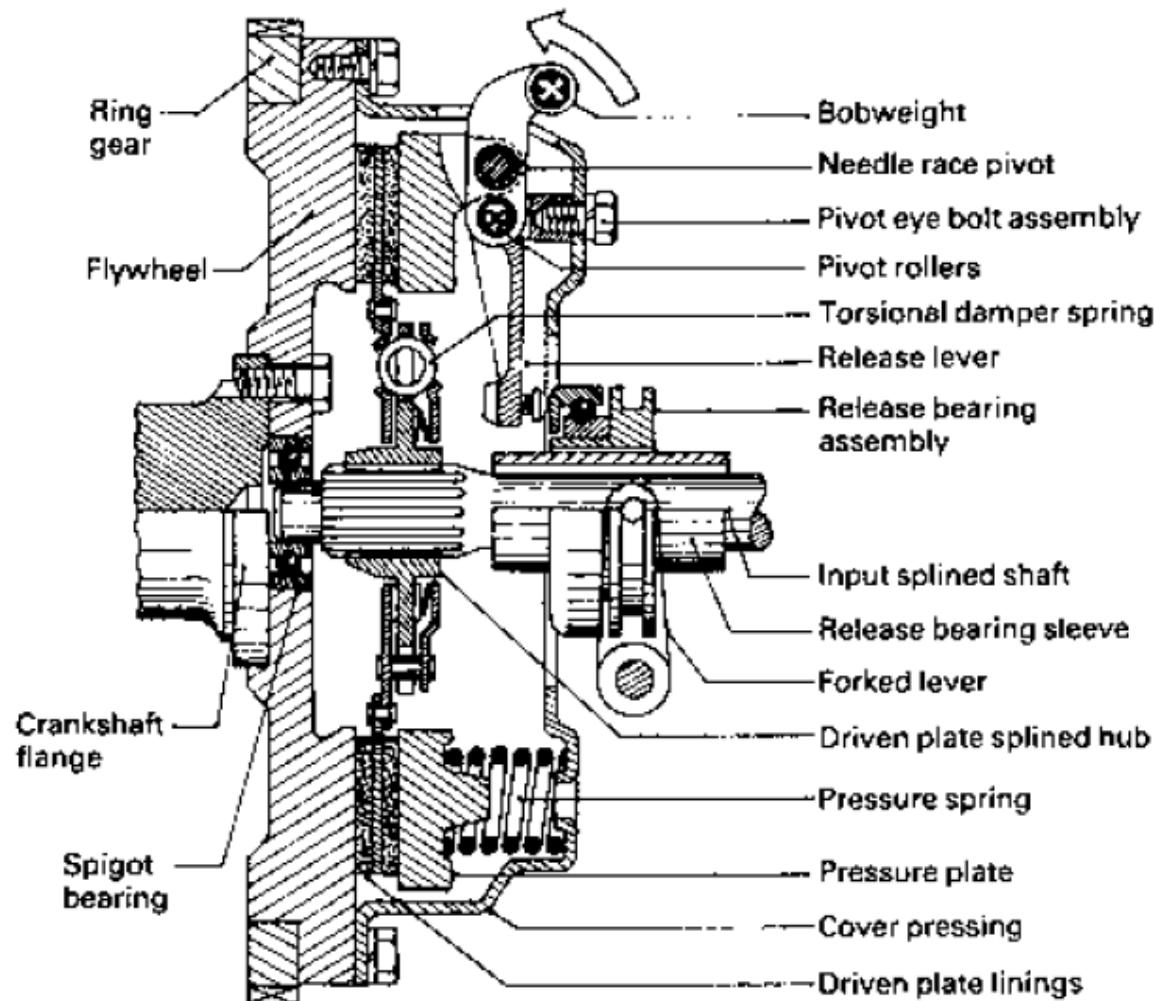


3. Clutch Design Plan

Twin driven plate
pull type clutch

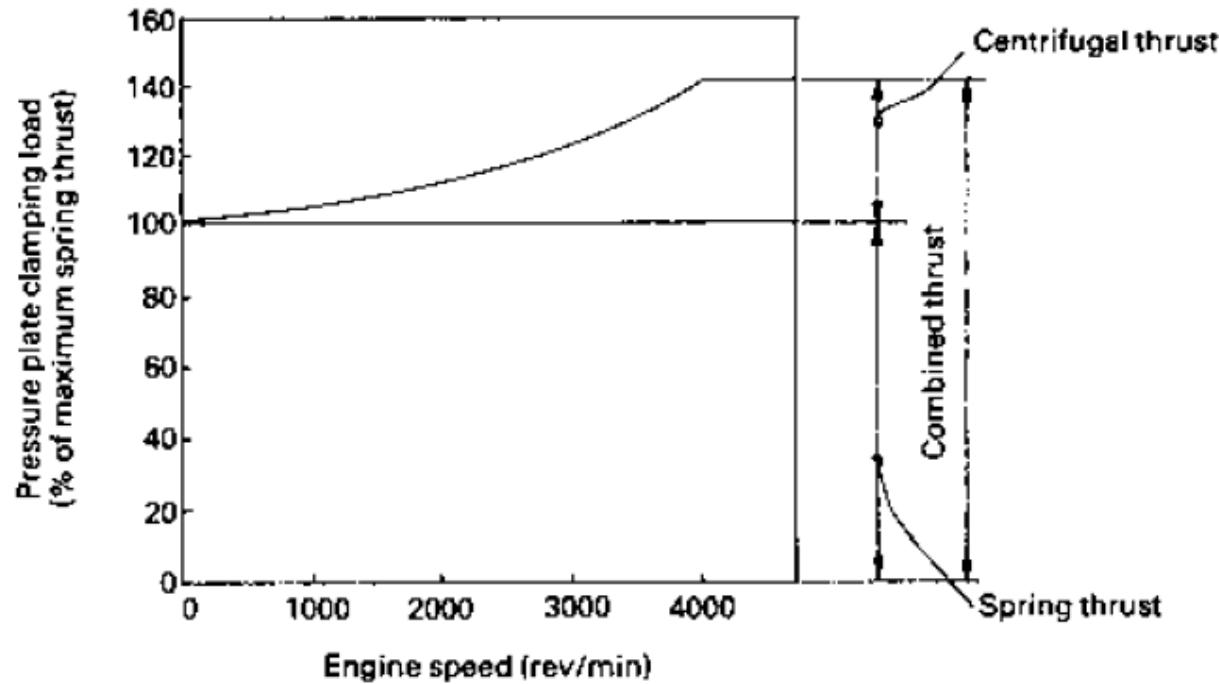


3. Clutch Design Plan

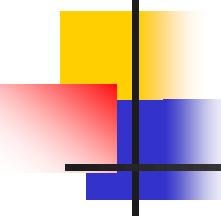


Semicentrifugal clutch

3. Clutch Design Plan



Semicentrifugal clutch



3. Clutch Design Plan

Most commonly used today: Dry friction clutch, single disc, coil springs, manual operation.

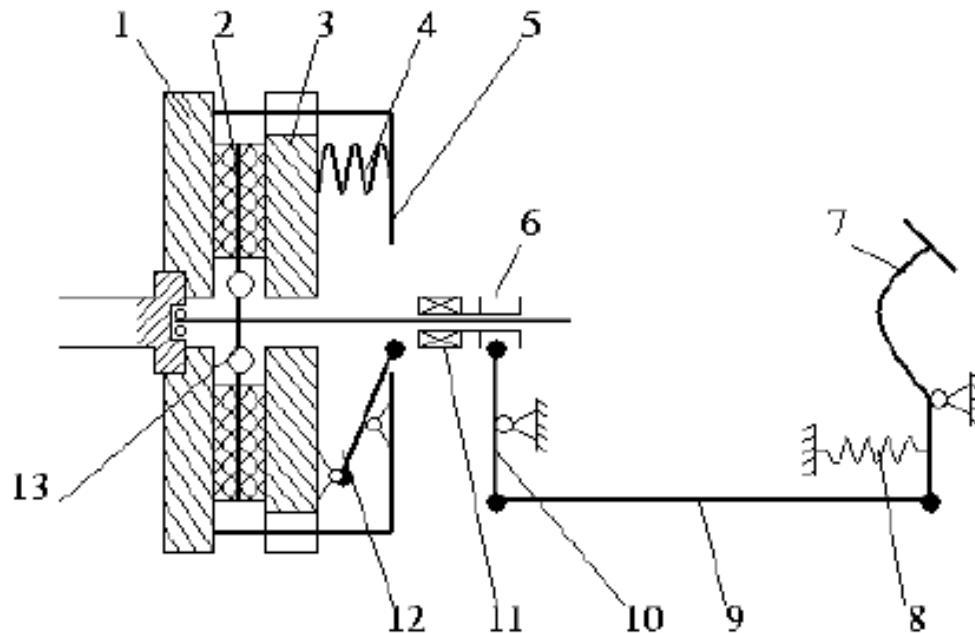
For heavy truck: Dry friction clutch, double disc.

For passenger car, light truck: Dry friction diaphragm spring clutch,

3. Clutch Design Plan

After selecting the plan, it must be specified by the structure diagram and working principle.

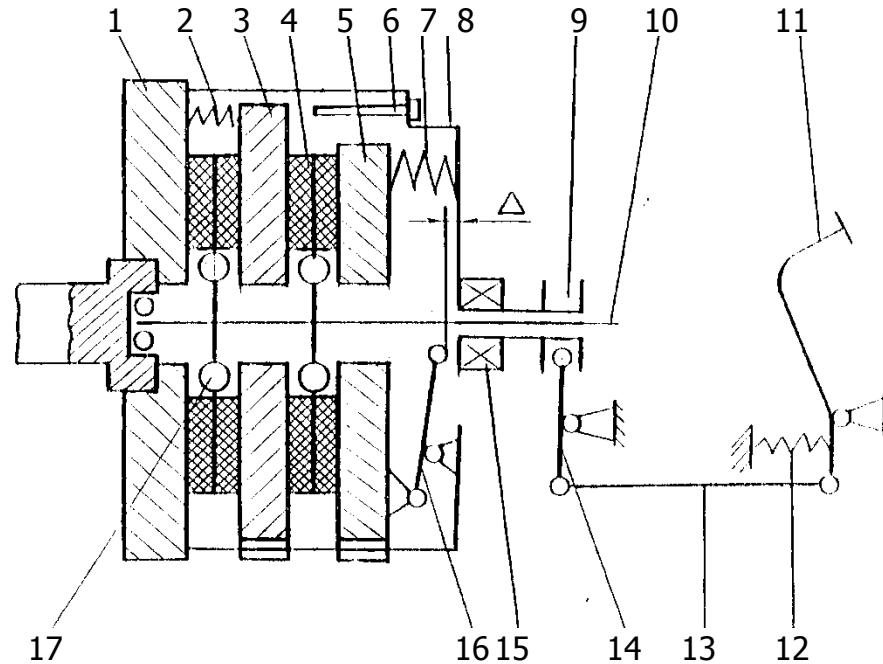
When drawing structure diagrams: Use conventional symbols.



| | |
|--------------------|---------------------|
| 1. Flywheel | 7. Clutch pedal |
| 2. Friction disk | 8. Return spring |
| 3. Pressure plate | 9. Release rod |
| 4. Spring | 10. Fork |
| 5. Housing | 11. Release bearing |
| 6. Clutch operator | 12. Release lever |
| 13. Torsion spring | |

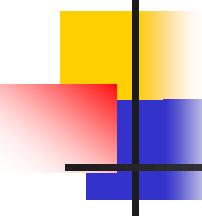
Diagram of single-disc dry friction, coil-spring , mechanical linkage clutch

3. Clutch Design Plan



| | | | | |
|----------------------------------|---|-----------------------------|---|-----------------------|
| 1 - bánh đà | ; | 2 - lò xo đĩa ép trung gian | | |
| 3 - đĩa ép trung gian; | ; | 4 - đĩa ma sát | ; | 5 - đĩa ép ngoài |
| 6 - bulông hạn chế; | ; | 7 - lò xo ép | ; | 8 - vỏ ly hợp |
| 9 - bạc mờ | ; | 10 - trục ly hợp | ; | 11 - bàn đạp |
| 12 - lò xo hối vị bàn đạp ly hợp | ; | 13 - thanh kéo | ; | 14 - càng mờ |
| 15 - bi "T" | ; | 16 - đòn mờ | ; | 17 - lò xo giảm chấn. |

Diagram of double-disc dry friction, coil-spring , mechanical linkage clutch



4. Clutch Layout

1. Calculate / select basic parameters of clutch:

- Clutch safety coefficient β
- Dimension of friction disc: R_1 , R_2 , thickness δ
- Friction material → friction coefficient μ
- Clamping force P_{Σ}
- Number of coil springs n
- Number of release levers
- Movement of pressure plate

2. Check the layout parameters

- Specific pressure on the friction surface
- Slip power of clutch
- Clutch temperature

4.1 Clutch safety coefficient

Clutch safety coefficient β to ensure transmitting all engine torque, reserve for:

- Friction coefficient μ decreases;
- Clamping force P decreases;
- Friction disc is worn during use.

If β is small: Clutch can't transmit all engine torque;

If β is big: The clutch does not serve as the safety component, increase the friction disc size and the force exerted on the pedal to open the clutch.

The calculated torque: from $M_{e\max}$ of engine →

$$M_{ms} = M_{e\max} \cdot \beta$$

Select the clutch safety coefficient β

| Type | Safety coefficient | |
|------------------|--------------------|----------------|
| | β_{\min} | β_{\max} |
| Passenger car | 1.3 | 1.75 |
| Bus, truck | 1.6 | 2.25 |
| Off-road vehicle | 1.8 | 3.0 |

4.2 Dimension of Friction Disc

External diameter of friction disc:

- Purchased engine: As the external diameter of flywheel.
- Designed engine: Calculated as desire.
- Experienced formula:

$$D_2 = 2R_2 = 10\sqrt{\frac{M_{e\max}}{A}}, \text{mm}$$



$M_{e\max}$ - Max engine torque, Nm

A – experienced coefficient,

Passenger car $A = 0.47$

Bus, truck $A = 0.36$

Off-road vehicle $A = 0.19$

Internal diameter of friction disc :

$$D_1 = 2R_1 = (0.53 \sim 0.75) D_2, \text{mm}$$

- Lower limit: For engine with smaller rpm. Why?

4.2 Dimension of Friction D

Thickness δ of friction disc:

- Proportion with external diameter.
- Common sizes:

| External diameter D_2 , mm | Thickness δ , mm |
|------------------------------|-----------------------------|
| 50 ~ 75 | 3.0 – 3.5 – 4.0 |
| 85 ~ 280 | 2.5 – 3.0 – 3.5 – 4.0 – 4.5 |
| 300 ~ 325 | 3.5 – 4.0 – 4.5 - 6.0 |
| 340 ~ 400 | 4.0 – 4.5 – 5.5 – 6.0 |
| 420 ~ 450 | 4.0 ~ 6.0 |

4.3 Friction Coefficient

Friction coefficient μ depends on:

- Material of friction surfaces,
- Condition of friction surfaces,
- Temperature and pressure on the friction surfaces.

| <i>Material of friction surfaces</i> | <i>Operating condition</i> | <i>Coefficient of friction</i> | <i>Maximum operating temperature ($^{\circ}C$)</i> | <i>Maximum pressure (N/mm2)</i> |
|--|----------------------------|--------------------------------|---|---|
| Cast iron on cast iron or steel | dry | 0.15 – 0.20 | 250 – 300 | 0.25 – 0.4 |
| Cast iron on cast iron or steel | In oil | 0.06 | 250 – 300 | 0.6 – 0.8 |
| Hardened steel on Hardened steel | In oil | 0.08 | 250 | 0.8 – 0.8 |
| Bronze on cast iron or steel | In oil | 0.05 | 150 | 0.4 |
| Pressed asbestos on cast iron or steel | dry | 0.3 | 150 – 250 | 0.2 – 0.3 |
| Powder metal on cast iron or steel | dry | 0.4 | 550 | 0.3 |
| Powder metal on cast iron or steel | In oil | 0.1 | 550 | 0.8 |

Most common: Asbestos fiber with cast iron.

Taking into account other conditions, when calculating should choose

$$\mu = 0.25 \sim 0.30$$

4.4 Clamping Force

It is the necessary force that the mechanism must create to ensure the clutch has the required frictional torque M_{ms} .

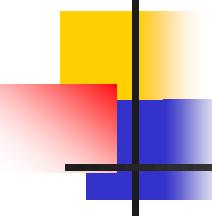
Total clamping force :

$$F_{\Sigma} = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot R_{tb} \cdot Z_{ms}}$$

Z_{ms} Number of pairs of friction surfaces

R_{tb} Mean radius of friction surface

$$R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

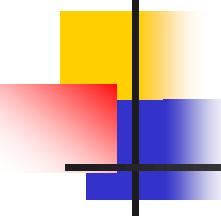


4.5 Number of Coil Springs

From clamping force F_{Σ} , select number of coil springs n . The number of coil springs depends on the amount of release levers, so that the springs are arranged evenly between the release levers.

Clamping force of one spring:
$$F = \frac{F_{\Sigma}}{n}$$

Check the allowable stress of the spring. Note the journey of the spring during the clutch operation (engaged, disengaged).



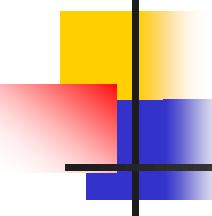
4.6 Pressure Plate Journey

For the clutch to fully open, friction surfaces must have a gap in the range of (0.5 ~ 1.0) mm. Thus, the total horizontal journey of the pressing plate:

Single disc: 1.0 ~ 2.0 mm

Double disc: 2.0 ~ 4.0 mm

Small value for passenger cars, great value for heavy trucks.



4.7 Pressure Check

1. Check the pressure of the friction surface:

$$q = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} < [q]$$

Between steel and cast iron: $[q] = (0.15 \sim 0.30) \text{ MN/m}^2$

Between steel and steel: $[q] = (0.20 \sim 0.25) \text{ MN/m}^2$

Between asbestos and steel: $\boxed{[q] = (0.15 \sim 0.20) \text{ MN/m}^2}$

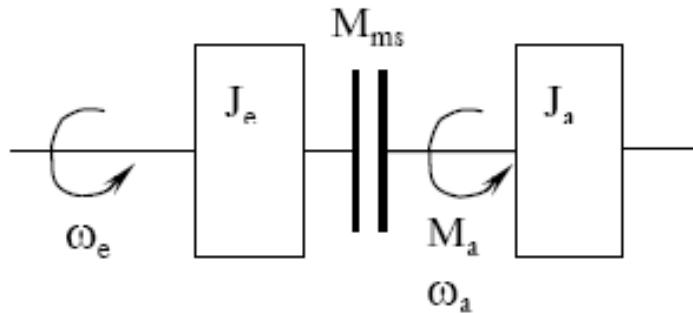
Between ceramic and steel: $[q] = (0.25 \sim 0.30) \text{ MN/m}^2$

If $q > [q]$:

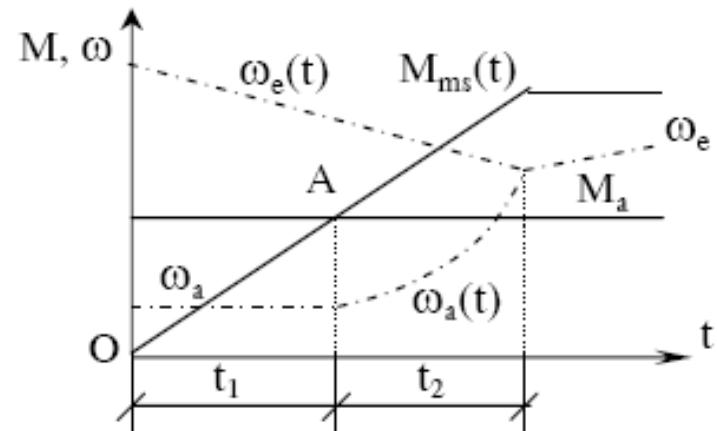
- Reduce the clamping force
- Increase the friction area by:
 - Increasing the dimension of friction disc.
 - Increasing number of friction pairs.

4.7 Check the Slip Power

2. Check the slip power:



a) Mô hình tính toán



b) Quan hệ $M(t), \omega(t)$ theo t khi đóng ly hợp.

J_e : Mô men quán tính khối lượng qui dẫn của bánh đà, [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

J_a : Mô men quán tính khối lượng của xe qui dẫn về trực ly hợp;

$\omega_e(t)$: Biến thiên tốc độ góc trực khuỷu động cơ, [rad/s];

$\omega_a(t)$: Biến thiên tốc độ góc trực ly hợp, [rad/s];

M_{ms} : Mô men ma sát của ly hợp, [N.m];

M_a : Mô men cản chuyển động của xe qui dẫn về trực ly hợp, [N.m].

4.7 Check the Slip Power

Mô men quán tính khối lượng qui dẫn J_a

$$J_a = \left(\frac{G_a + G_m}{g} \right) \frac{r_{bx}^2}{(i_h i_p i_o)^2} \delta \quad (\text{III - 17})$$

G_a : Trọng lượng toàn bộ của ôtô, [N];

G_m : Trọng lượng toàn bộ của rơ mooc hoặc đoàn xe kéo theo, [N];

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²];

r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m];

i_h, i_p, i_o : Tỷ số truyền tương ứng của hộp số, hộp số phụ và truyền lực chính.

δ : Hệ số tính đến các khối lượng chuyển động quay trong hệ thống truyền lực; trong tính toán có thể lấy bằng $\delta = 1,05 \div 1,06$.

4.7 Check the Slip Power

Mô men cản chuyển động của xe qui dẫn về trực ly hợp

$$M_a = [(G_a + G_m)\psi + P_\omega] \frac{r_{bx}}{i_t \eta_t} \quad (\text{III - 18})$$

ψ : Hệ số cản tổng cộng của đường;

P_ω : Lực cản của không khí, [N];

i_t : Tỷ số truyền chung hệ thống truyền lực;

η_t : Hiệu suất thuận của hệ thống truyền lực

4.7 Check the Slip Power

Ta có phương trình xác định công trượt của ly hợp trong trường hợp tổng quát

$$L = \int_0^{t_0} M_{ms}(t) \cdot (\omega_e(t) - \omega_a(t)) dt$$

$M_{ms}(t)$ Mô-men ma sát ly hợp; biến thiên theo t trong khi đóng ly hợp, [N.m];

t_0 : Thời gian trượt tổng cộng của ly hợp : $t_0 = t_1 + t_2$ [s]

- Khi đóng ly hợp đột ngột : $t_0 = 0,5 \div 1,0$ [s];

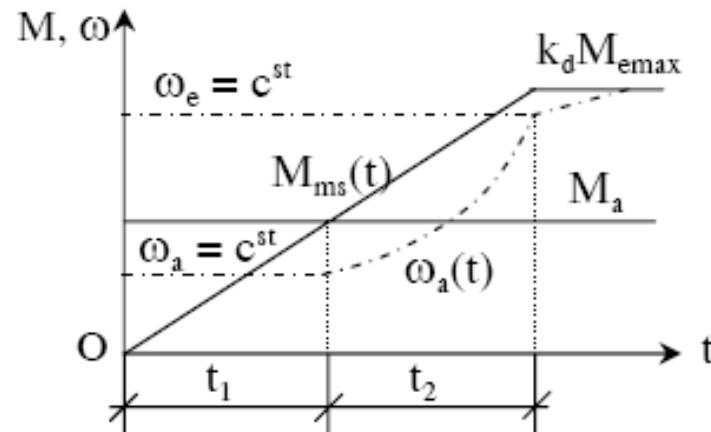
- Khi đóng ly hợp, êm dịu : $t_0 = 1,1 \div 2,5$ [s];

4.7 Check the Slip Power

- Giai đoạn I : Tính từ lúc các bề mặt ma sát bắt đầu chạm vào nhau cho đến lúc tốc độ góc trực ly hợp bắt đầu tăng (*khi mô-men ma sát ly hợp M_{ms} vẫn còn nhỏ hơn hoặc bằng mô-men cản qui dẫn M_a*).

Giả thiết:

- $\omega_e = \text{const}$,
- M_{ms} biến thiên tuyến tính
- $\omega_a = \text{const}$,



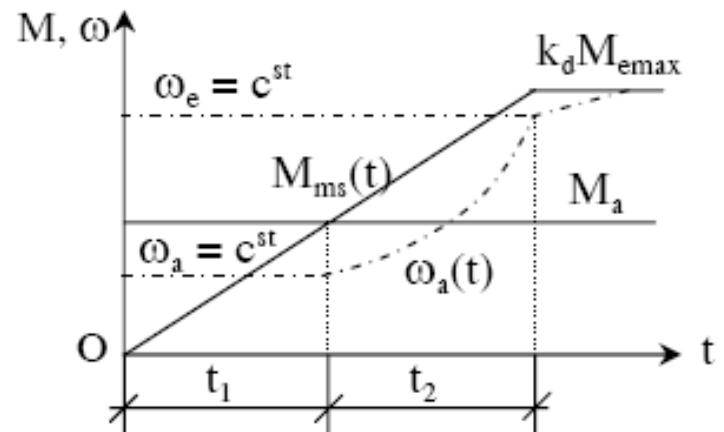
Công trượt giai đoạn 1:

$$L_1 = (\omega_e - \omega_a) \int_0^{t_1} \frac{M_a}{t} dt = M_a (\omega_e - \omega_a) \frac{t_1}{2}$$

4.7 Check the Slip Power

- Giai đoạn II : Tính từ lúc tốc độ góc trục ly hợp bắt đầu tăng cho đến khi bằng tốc độ góc trục khuỷu động cơ (*lúc mô-men ma sát ly hợp M_{ms} lớn hơn mô-men cản qui dẫn M_a*).

$$\begin{cases} M_{ms}(t) - M_a = J_a \frac{d\omega_a(t)}{dt} \\ M_{ms}(t) = \frac{(k_d M_{e\max} - M_a)}{t_2} (t - t_1) + M_a \end{cases}$$



$$\omega_a(t) = \frac{(k_d M_{e\max} - M_a)}{J_a t_2} \frac{(t - t_1)^2}{2} + \omega_a; \quad t_1 \leq t \leq (t_1 + t_2)$$

$$L_2 = \int_{t_1}^{(t_1+t_2)} M_{ms}(t) (\omega_e - \omega_a(t)) dt = \frac{2}{3} M_a (\omega_e - \omega_a) t_2 + \frac{1}{2} J_a (\omega_e - \omega_a)^2$$

4.7 Check the Slip Power

công trượt ly hợp trong toàn bộ thời gian $t_0 = t_1 + t_2$

$$L = L_1 + L_2 = M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2 \quad (\text{III - 29})$$

t_1 : Thời gian trượt của giai đoạn I

t_2 : Thời gian trượt của giai đoạn II.

$$\begin{cases} t_1 = \frac{M_a}{K} \\ t_2 = \sqrt{\frac{2J_a(\omega_e - \omega_a)}{K}} \end{cases}$$

K là hệ số tỷ lệ, đặc trưng cho cường độ tăng mô men ly hợp.

- Xe du lịch : $K = 50 \div 150$ [N.m/s];

- Xe vận tải : $K = 150 \div 750$ [N.m/s].

4.7 Check the Slip Power

$$L = L_1 + L_2 = M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \cdot \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2$$

Nhận xét:

- ① Khi đóng ly hợp êm dịu, công trượt L phụ thuộc rất lớn vào trọng lượng của xe. Khi tăng trọng lượng (hoặc kéo thêm đoàn xe) thì công trượt tăng nhanh (vì L tỷ lệ với M_a, J_a, t_1, t_2 mà tất cả các thông số này đều tăng theo trọng lượng của xe).
- ② Khi tăng giá trị tỷ số truyền của hệ thống truyền lực thì công trượt giảm (vì M_a, J_a, t_1, t_2 tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền). Điều đó cho ta đi đến kết luận rằng khi khởi hành xe, ta phải khởi hành với số truyền thấp của hộp số i_{hl} để giảm công trượt của ly hợp.
- ③ Khi khởi hành xe tại chỗ công trượt là lớn hơn cả (vì lúc đó $\omega_a = 0$ nên hiệu số $\omega_e - \omega_a$ là lớn nhất). Động cơ càng cao tốc, công trượt càng lớn.

4.7 Check the Slip Power

Công trượt riêng:

$$l_r = \frac{L}{z_{ms} \pi (R_2^2 - R_1^2)} < [l_r] \quad (\text{III} - 43)$$

L : Công trượt của ly hợp, [Jun];

z_{ms} : Số đỏi bề mặt ma sát;

R_2 : Bán kính ngoài của bề mặt ma sát, [m];

R_1 : Bán kính trong của bề mặt ma sát, [m].

Giá trị công trượt riêng cho phép:

Xe tải có tải trọng dưới 5000 kg $[l] = 150 \sim 250 \text{ kJ/m}^2$

Xe tải có tải trọng trên 5000 kg $[l] = 400 \sim 600 \text{ kJ/m}^2$

Xe du lịch $[l] = 1000 \sim 1200 \text{ kJ/m}^2$

4.7 Temperature Check

3. Check the working temperature of clutch:

Ngoài việc kiểm tra công trượt riêng của ly hợp, còn cần phải kiểm tra nhiệt độ nung nóng các chi tiết của ly hợp trong quá trình trượt ly hợp để bảo đảm sự làm việc bình thường của ly hợp, không ảnh hưởng nhiều đến hệ số ma sát, không gây nên sự cháy các tấm ma sát hoặc ảnh hưởng đến sự đàn hồi của lò xo ép.v.v..

Để tính toán nhiệt do trượt ly hợp, cần giả thiết rằng :

- + Thời gian trượt ly hợp là rất ngắn ($t_0 = 1,1 \div 2,5$); nghĩa là nhiệt sinh ra không kịp truyền cho các chi tiết và môi trường xung quanh mà chỉ truyền cho các chi tiết trực tiếp xảy ra sự trượt.
- + Thường các tấm ma sát có độ dẫn nhiệt rất kém nên có thể coi tất cả nhiệt phát sinh sẽ truyền cho đĩa ép, đĩa ép trung gian (ly hợp hai đĩa bị động) và bánh đà động cơ.
- + Công trượt ở các bề mặt ma sát là như nhau nên nhiệt sinh ra ở các đôi bề mặt ma sát là như nhau.

4.7 Temperature Check

Với các giả thiết đó, ta có lượng nhiệt mà đĩa ép hoặc bánh đà nhận được :

$$v \cdot L = m \cdot c \cdot \Delta T$$

L : Công trượt của toàn bộ ly hợp, [J];

v : Hệ số xác định phần công trượt để nung nóng bánh đà hoặc đĩa ép;

- Với ly hợp một đĩa bị động : $v = 0,50$;

- Với ly hợp hai đĩa bị động : $v = 0,25$ cho đĩa ép;

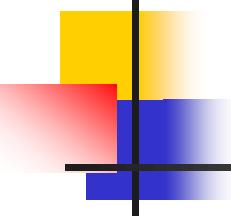
: $v = 0,50$ cho đĩa ép trung gian;

c : Nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, với vật liệu bằng thép hoặc gang có thể lấy $c = 481,5$ [J/kg⁰K];

m : Khối lượng chi tiết bị nung nóng, [kg];

ΔT : Độ tăng nhiệt độ của chi tiết bị nung nóng, [⁰K].

Điều kiện: $\Delta T \leq (8 \sim 10) K$



5. Technical Design

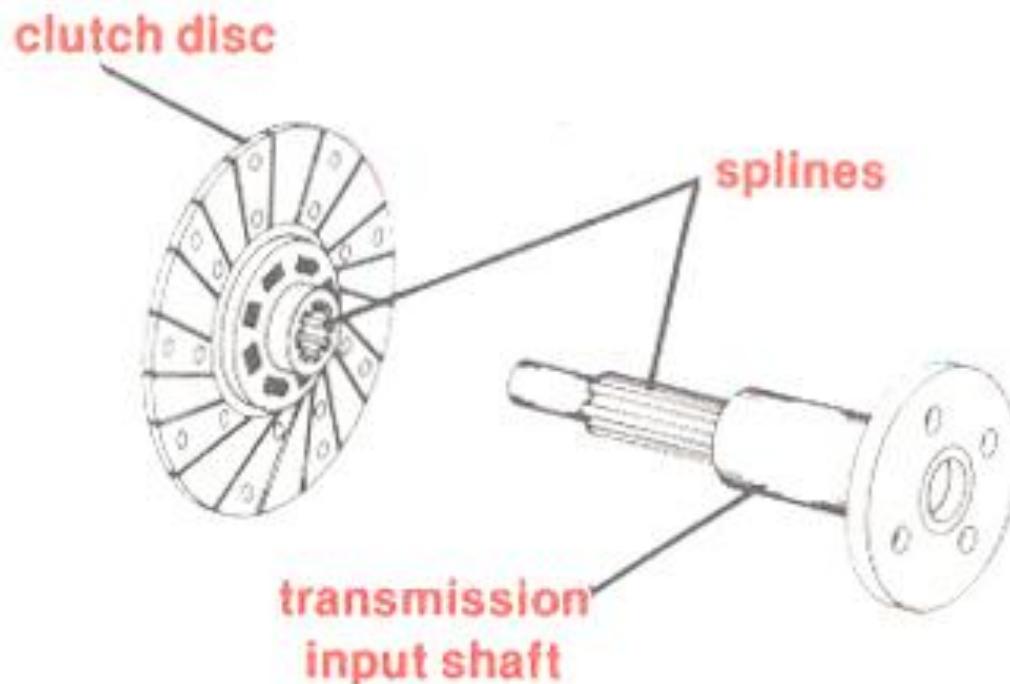
Principle: Design from the inside out.

Include:

1. Shaft
2. Splined hub
3. Damper spring
4. Plate
5. Friction disc
6. Pressure plate
7. Housing
8. Spring
9. Release lever
10. Release bearing
11. Linkage

5.1 Shaft

The clutch shaft is the input shaft of the transmission → with the gear in place (input shaft gear).



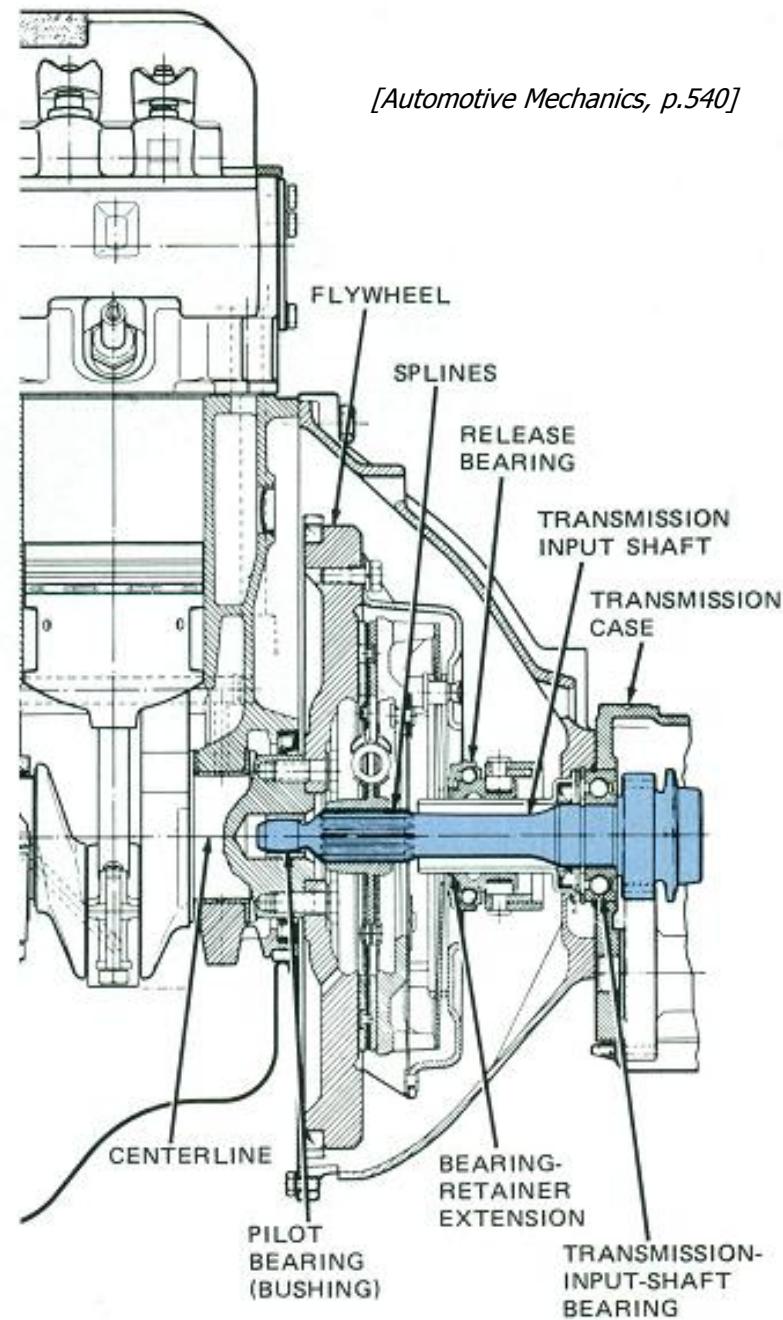
5.1 Shaft

The clutch shaft must be concentric with the crankshaft, thanks to two bearings and positioning pin.

Working condition of pilot bearing?

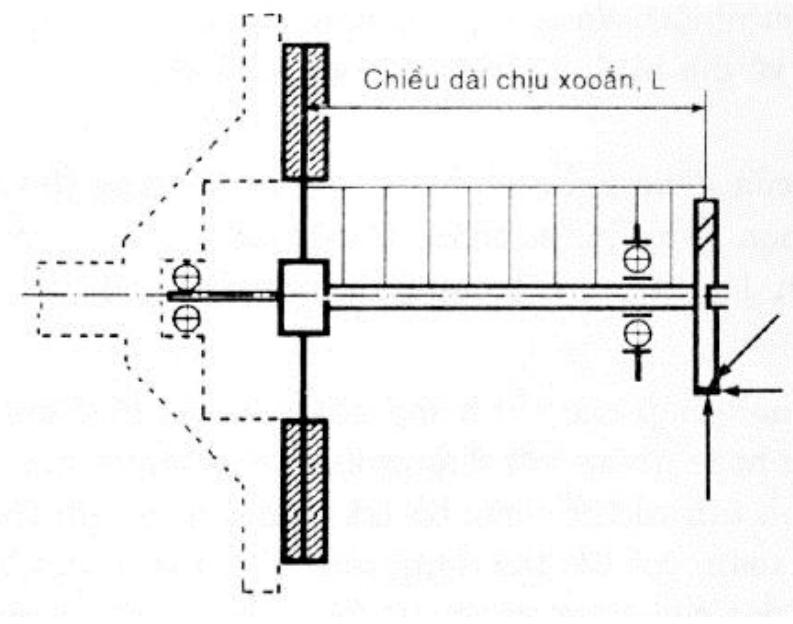
Lubrication measures for pilot bearing?

[Automotive Mechanics, p.540]



5.1 Shaft

Diagram of calculation:



Material: Steel 40Cr, 18CrMnTi, 12CrNi3A, 30CrMnTi.

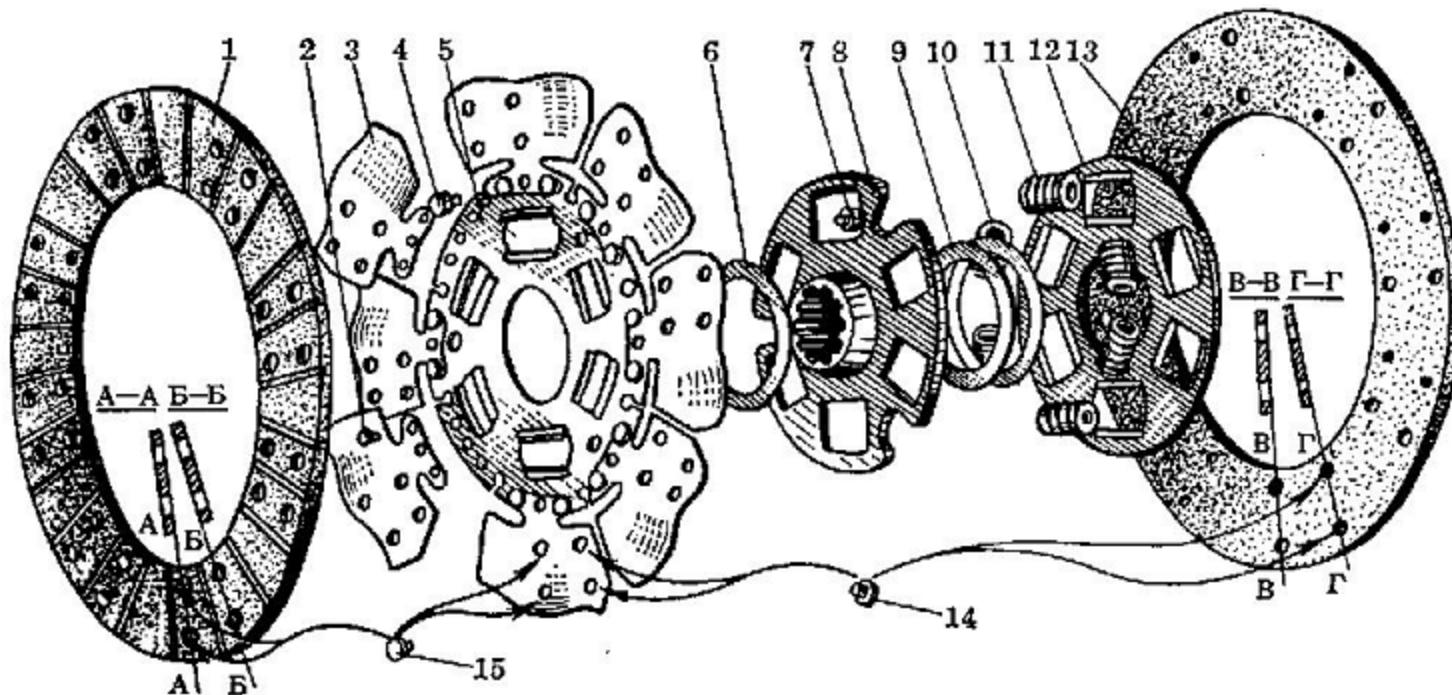
Preliminary determination of shaft diameter:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{e\max}}{0.2[\tau]}}, \text{mm}$$

Calculating strength: According to the combined load (bending + torsional):

$$\sigma_{th} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_u^2}}{0.1d^3} \leq [\sigma_{th}] = (50 \sim 70) MN/m^2$$

5.2 Splined Hub



Hub is splined to the transmission input shaft.

Centering method of hub?

Hub length = (1.0~1.4) external diameter of spline.

5.2 Splined Hub

Material: Steel 40, 45, 40Cr, surface hardness HRC = 38 ~ 45.

Strength calculation: Crushing stress and shearing stress.

$$\sigma_{chd} = \frac{8M_d^{\max}}{(D^2 - d^2)Z.l} \leq [\sigma_{chd}] = (30\sim40) \text{ MN/m}^2$$

$$\tau_c = \frac{4M_d^{\max}}{(D + d)Z.b.l} \leq [\tau_c] = (20\sim30) \text{ MN/m}^2$$

D, d – Outer and inner diameter of spline,

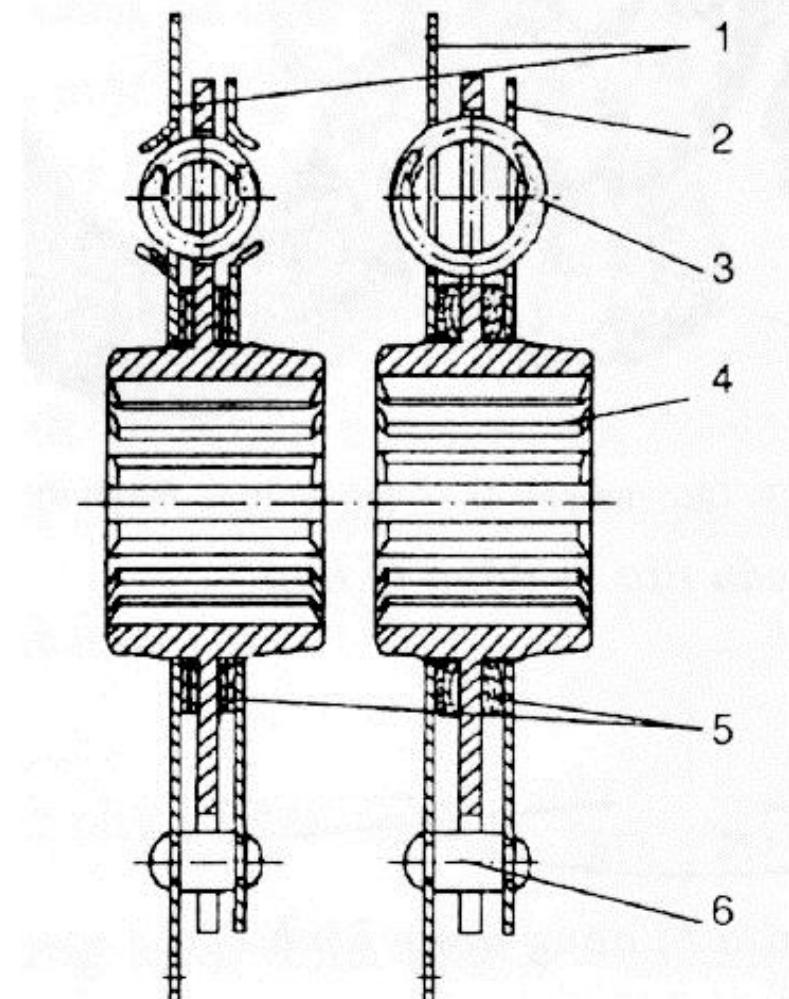
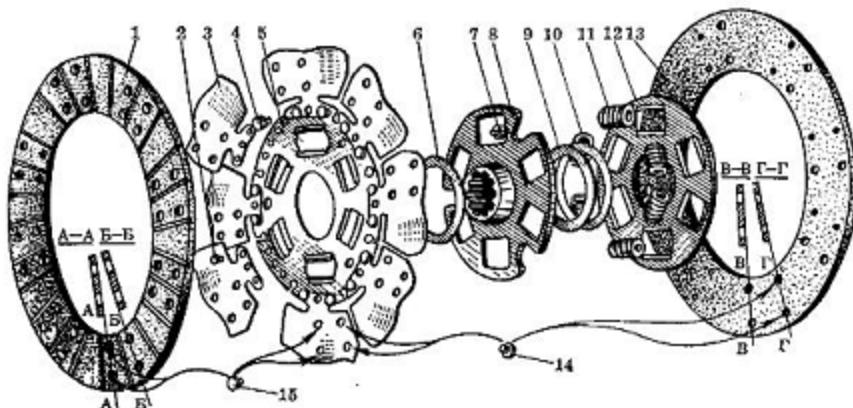
Z, l, b – Number of splines , length, width of spline.

5.3 Damper Spring

These are intended to damp the torsional vibrations emanating from the engine.

Damper springs.

Friction mechanism.



| | |
|--------------------|-------------------------|
| 1. Đĩa bị động | 2. Vành bắt đĩa bị động |
| 3. Lò xo giảm chấn | 4. Moayơ |
| 5. Vòng ma sát | 6. Chốt tản |

5.3 Damper Spring

Spring selection: Spring average diameter = (4.5 ~ 5.5) spring wire diameter.

Number of springs: 6 ~ 12

Material: Steel 65

Force acting on damper springs :

$$P_{lx} = \frac{M_{max}}{R.n}$$

With:

$$M_{max} = \frac{G_2 \varphi r_{bx}}{i_o i_{h1}}$$

R - Radius of circle setting damper springs

n – Number of damper springs

G_2 – Weight on drive wheel

φ - Coefficient of friction = 0.8

i_o, h_1 – Ratio of final drive and 1st gear

5.3 Damper Spring

Spring index: $C = D/d$

Stress concentration factor: $k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$

Allowable shear stress: $[\tau_x] = 0.5\sigma_b; \quad \sigma_b = 1500 \sim 1600 MPa$

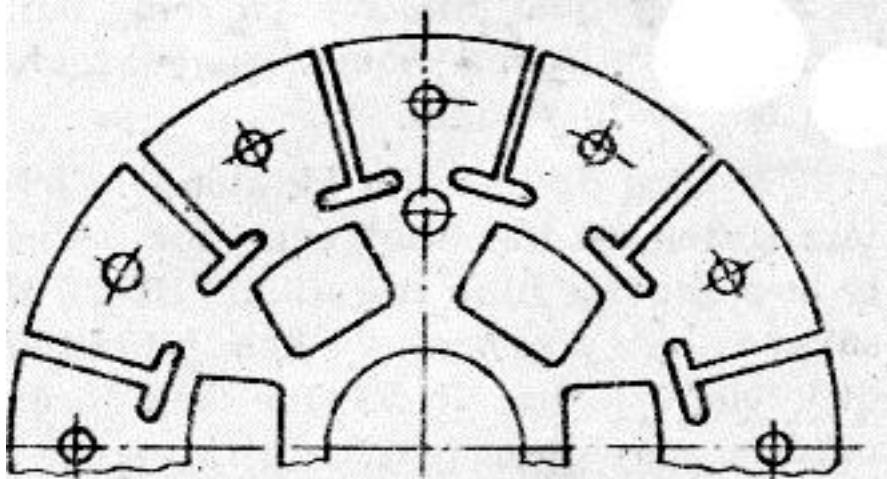
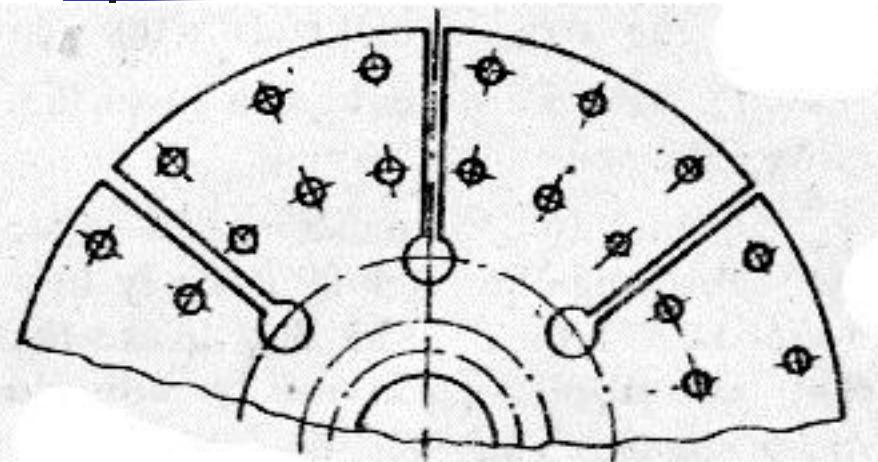
Spring wire diameter: $d = 1.6 \sqrt{\frac{k.P_{lx}.C}{[\tau]}}$

Rotation angle of hub when the springs
are compressed: $\alpha = 2^\circ 30' \sim 3^\circ 40'$

Spring journey: $x = R.\alpha$

Number of active coils: $i = \frac{x.G.d}{8.C^3 (P_{lx\max} - P_{lx\min})};$

5.4 Plate



There are radial grooves to reduce the hardness of the disc.

The disk is tapered, not flat.

5.4 Plate

Material: Spring steel 65Mn, 70Mn, 85Mn or carbon steel 20, 30.

Dimension: Choose according to the friction disc.

Thickness $\delta = (1.3 \sim 2.5) \text{ mm}$

Rivet calculation:

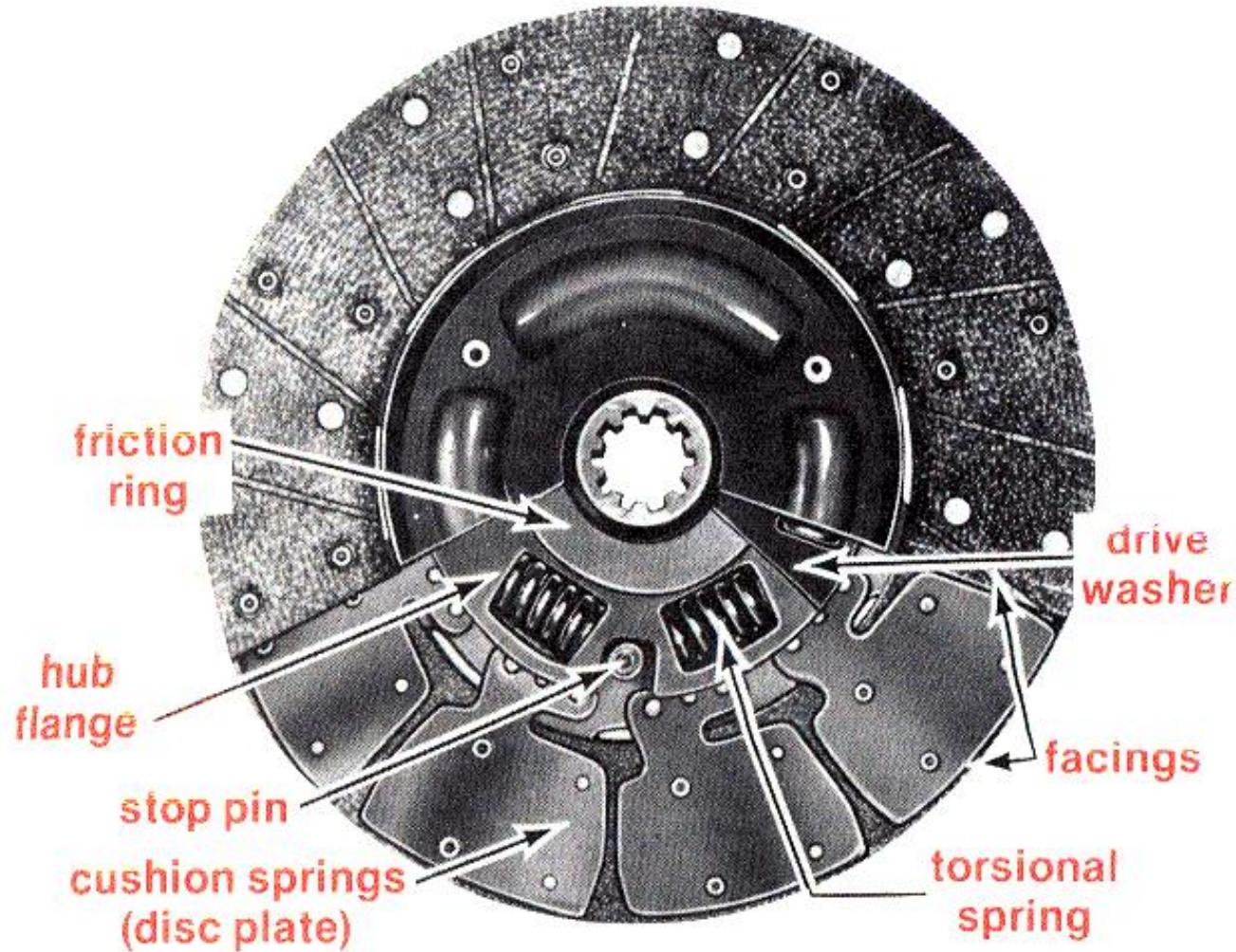
Force acts on one rivet:

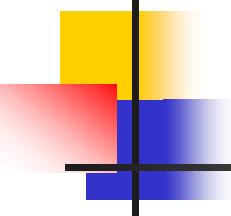
$$F = \frac{M_{e\max}}{2R_{dt}n}$$

Shearing stress: $\tau = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\tau] = 30 \text{ MN/m}^2$

Crushing stress: $\sigma = \frac{F}{\delta \cdot d} \leq [\sigma] = 80 \text{ MN/m}^2$

5.5 Friction Disc





5.5 Friction Disc

Rivets made of brass, aluminum with diameter $d = 4\sim 6$ mm.

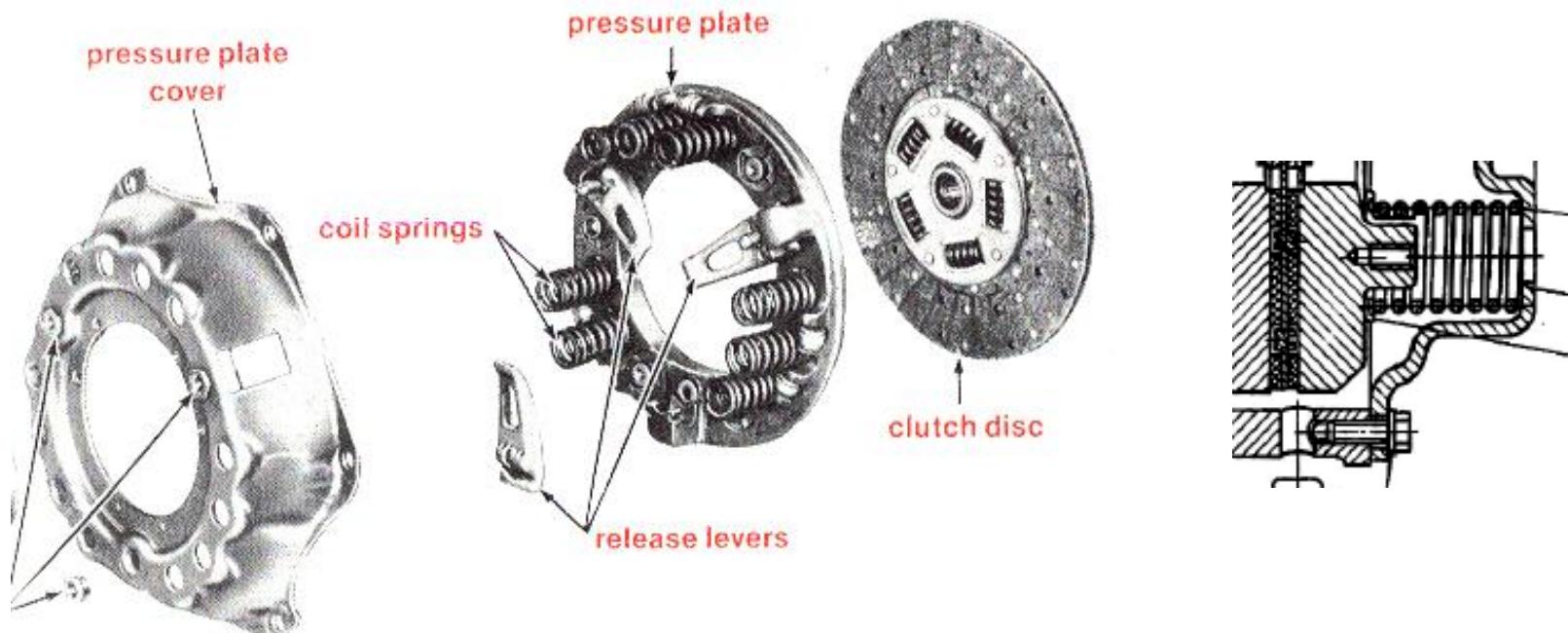
Rivets often arrange many ranges, due to structure and not due to durable conditions.

Note lower the head of the rivet.

Calculating rivets according to shear stress and crushing stresses.

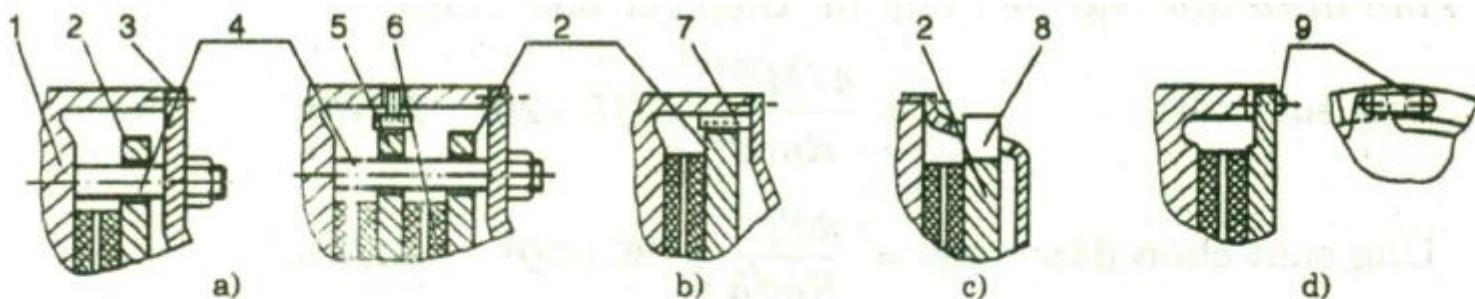
5.6 Pressure Plate

- The design is mainly through clutch thermal calculation.
- Usually does not calculate the strength of pressure plate (because it is often durable), mainly calculating the volume of pressure plate (for good cooling). Materials: Gray cast iron, cast iron alloy.
- Assumption: absolute hard disk, no deformation. A suitable hardening rib should be created in the position associated with the coil springs and the release levers.



5.6 Pressure Plate

- There must be a structure to transfer the torque from the flywheel.
- Must be capable of axial movement.

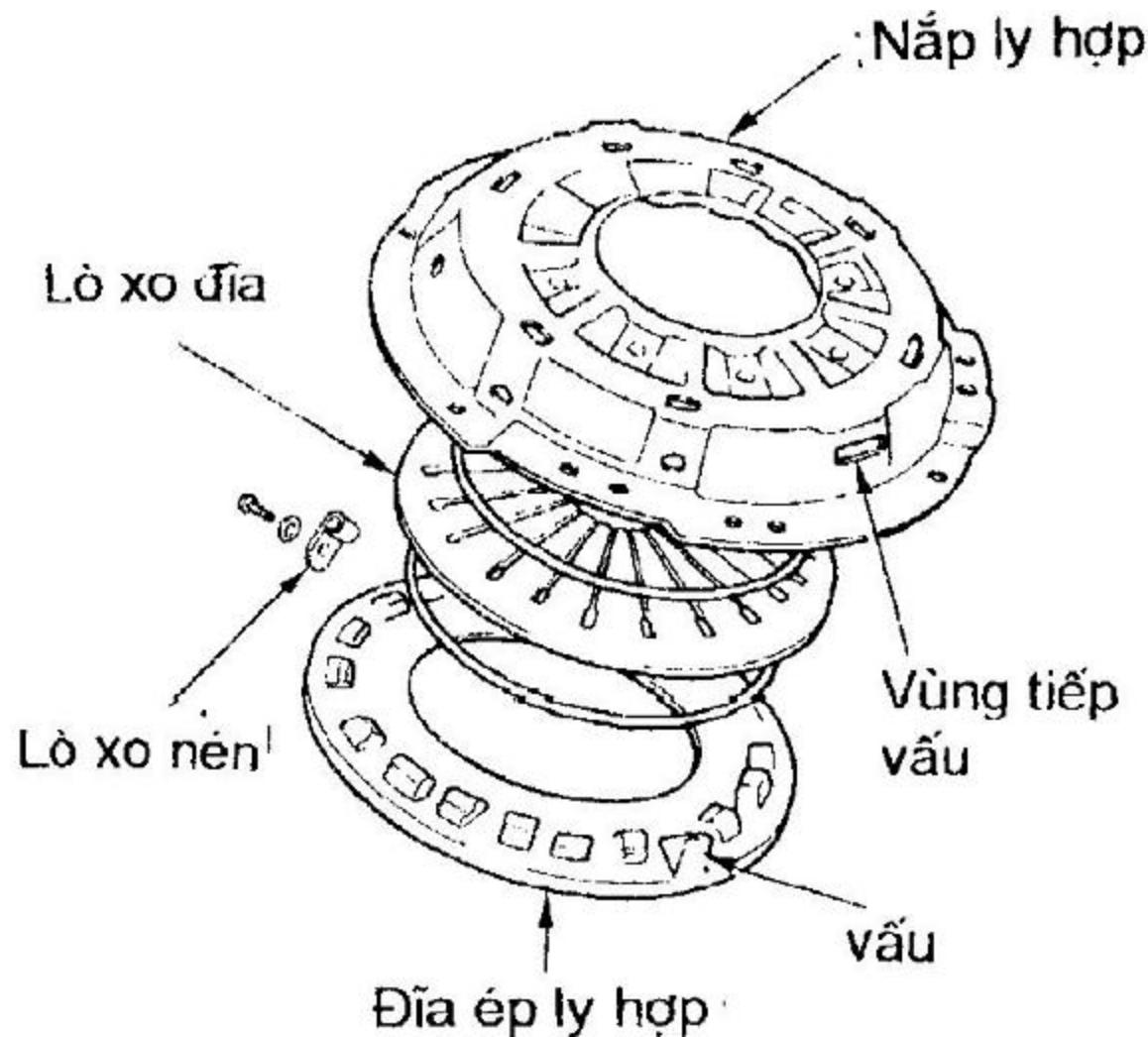


Hình 1. 8: Sơ đồ nối ghép - truyền lực giữa đĩa ép và bánh đà

a) Kiểu chốt-lỗ; b, c) Kiểu rãnh-then, rãnh-chốt; d) Kiểu lá thép đàn hồi tiếp tuyến

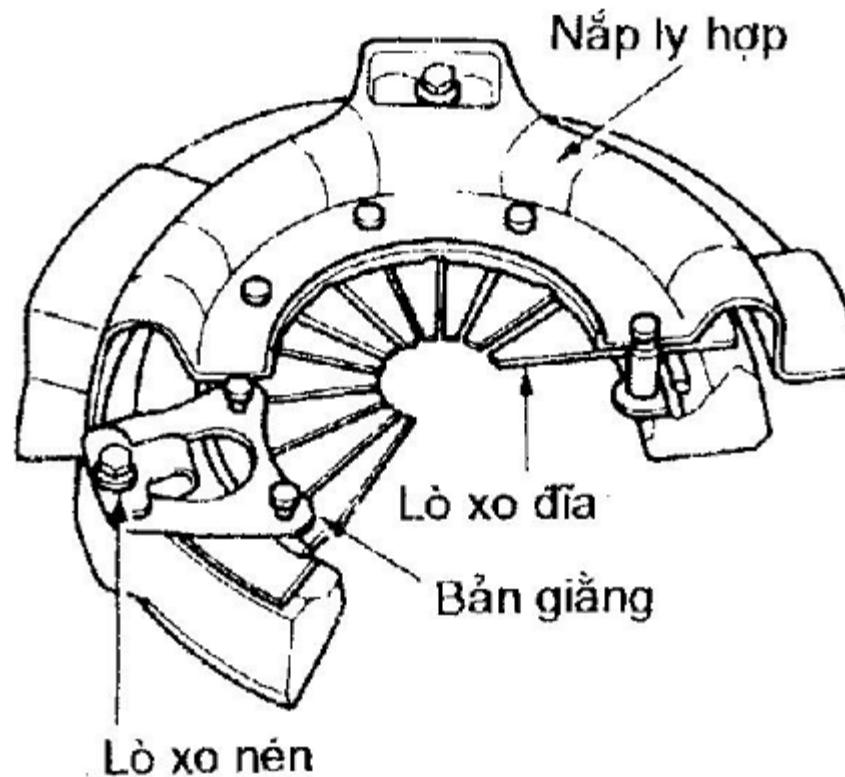
1- Bánh đà; 2- Đĩa ép; 3- Vỏ (thân) ly hợp; 4- Chốt dẫn hướng; 5- Đĩa ép trung gian;
6- Đĩa ma sát; 7- Rãnh then; 8- Tai truyền; 9- Lá thép đàn hồi

5.6 Pressure Plate



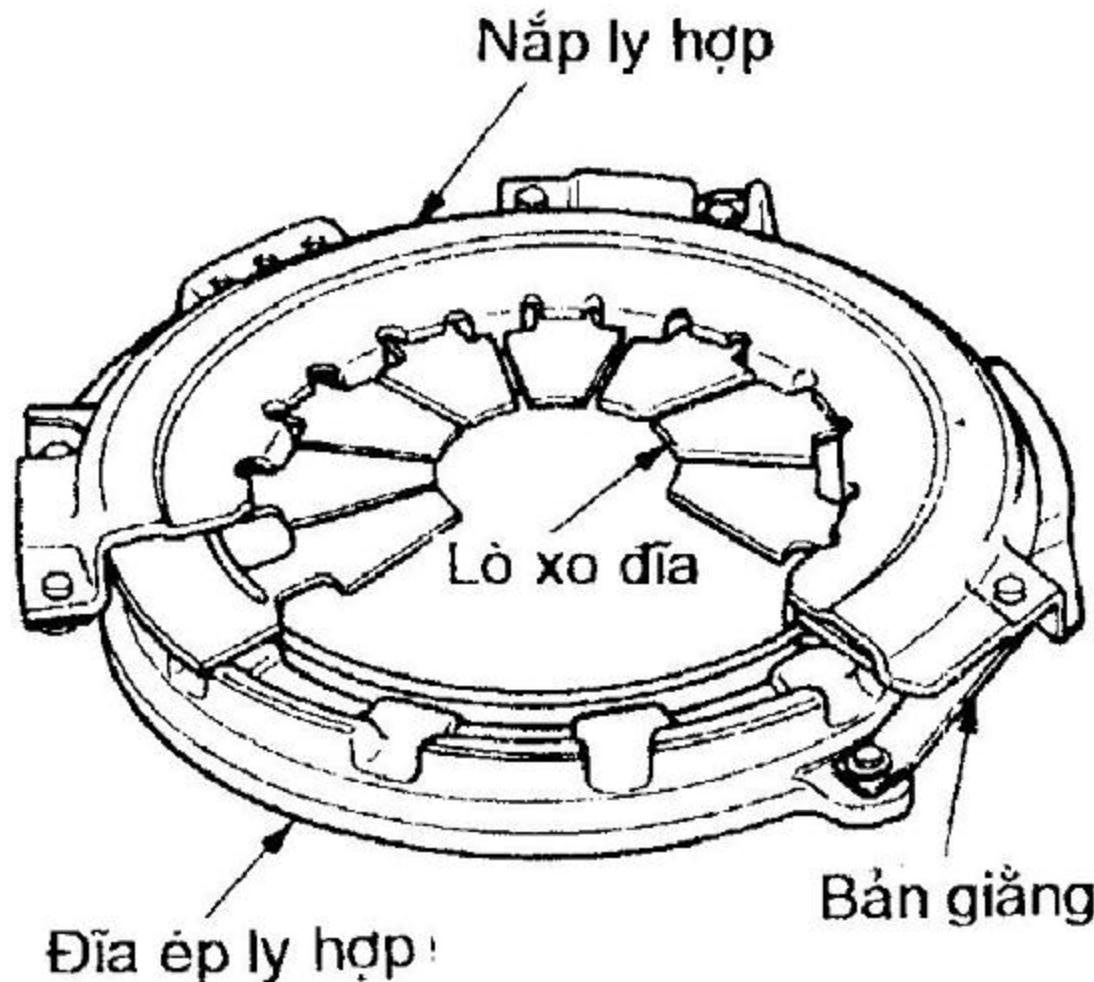
Transfer the moment by protruding lugs

5.6 Pressure Plate



Transmission moment by the radial brace

5.6 Pressure Plate

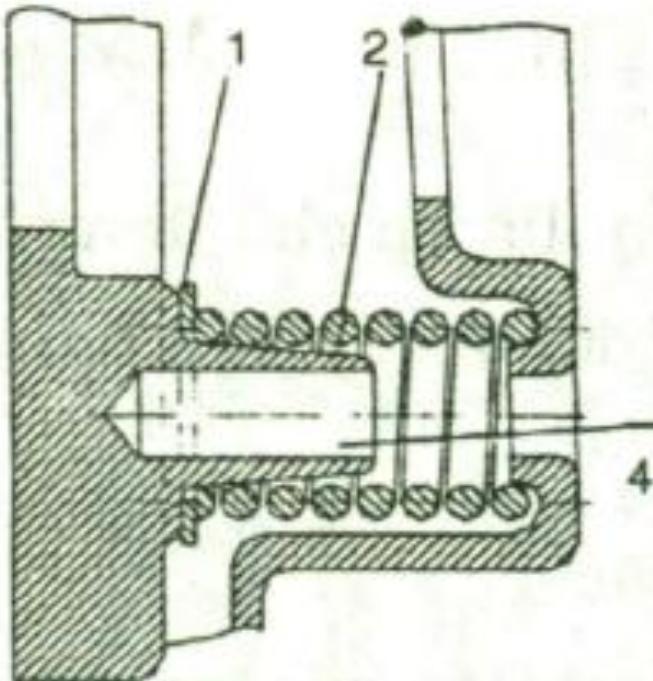


Transfer the moment by tangent brace

5.7 Housing

Fabricated by stamping method, 1-2 mm thick (small load) or over 2mm (large load).

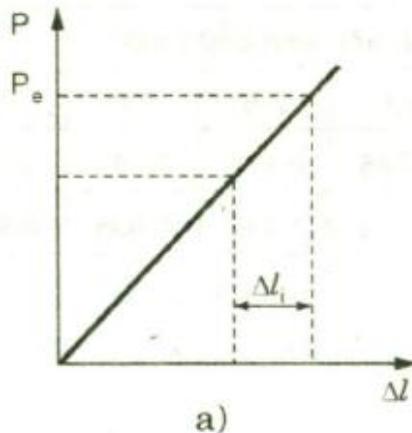
The clutch body has a protruding lug (spring guide) where the springs are mounted to locate the spring.



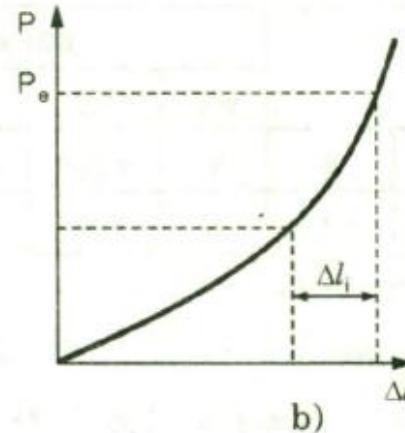
5.8 Spring

Can use coil springs, conical springs, diaphragm springs.

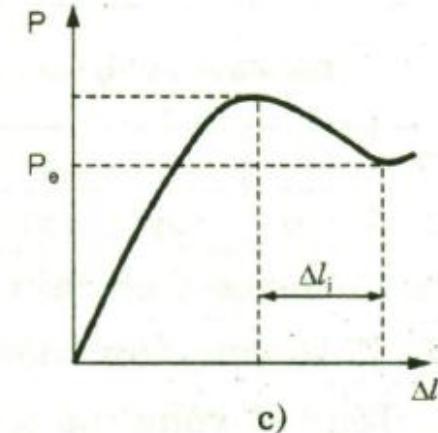
Diaphragm springs have nonlinear properties that reduce the force on the pedal when opening the clutch.



a)



b)



c)

a) Lò xo trụ; b) Lò xo cô nón; c) Lò xo đĩa (màng)

The number of coil springs depends on the number of release levers.

Note the insulation plate (3mm) at the spring base.

5.8 Spring

Springs are placed in the initial pressing state $\rightarrow P$.

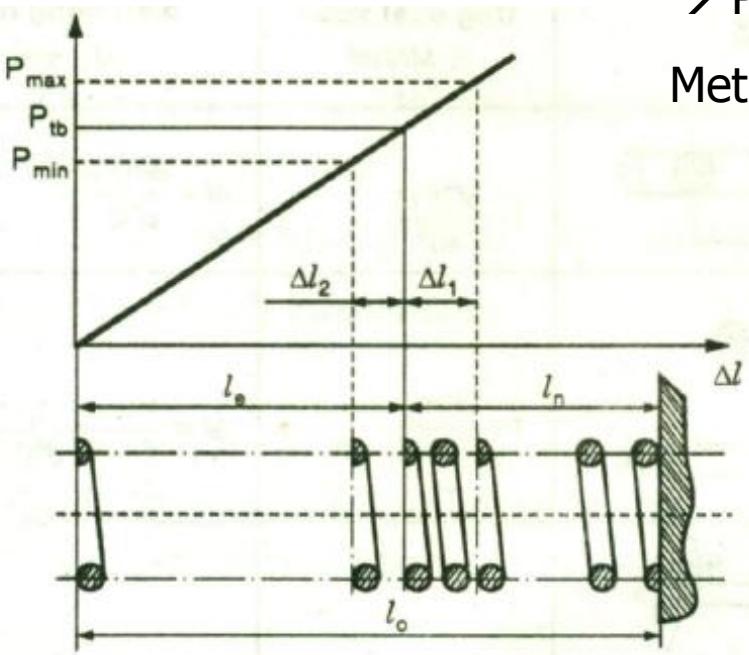
When opening the clutch, the spring is further pressed
 $\rightarrow P' = 1.2 P$

Method of calculating coil springs :

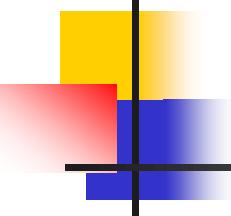
+ Calculate the force applied to a spring :

$$P_o = \frac{P'}{n}$$

+ Select spring index: $C = D/d$ and stress concentration factor k (according to the table)



| Đối với lò xo trụ tiết diện tròn | | | | | |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|
| D/d | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| k | 1,37 | 1,29 | 1,24 | 1,20 | 1,17 |



5.8 Spring

+ Calculate allowable shear stress:

$$[\tau] = 0.5\sigma = 0.5 \times 1600 = 800 MPa$$

+ Calculating spring wire diameter:

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{k.P_o.C}{[\tau]}}$$

+ Calculate the initial pressure of the spring: $P_{min} = P/n$

+ The maximum compression of the spring: x

+ Number of active turns:

$$i = \frac{x.G.d}{8.C^3(P_0 - P_{min})}$$

+ Pitch: $p = d + \frac{1.1 \sim 1.2}{i} \lambda_{max}; \quad \lambda_{max} = \frac{8C^3}{Gd} i F_0$

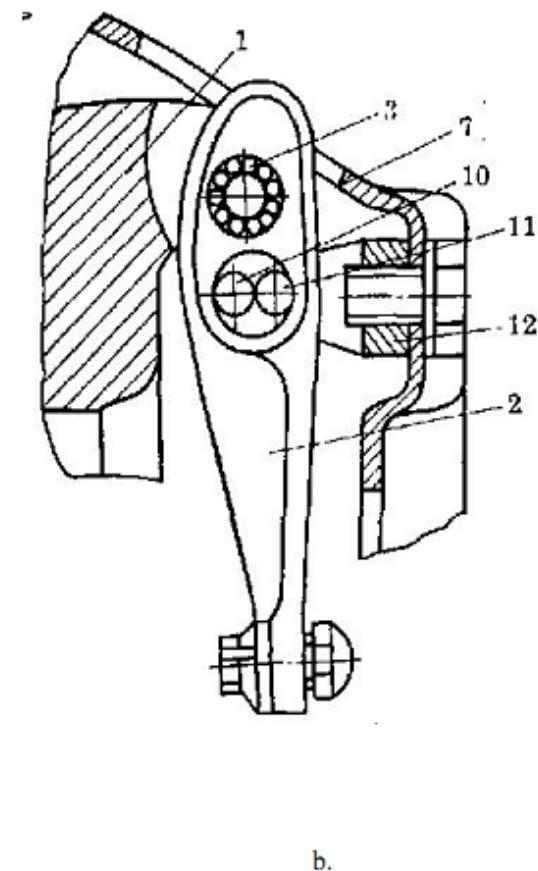
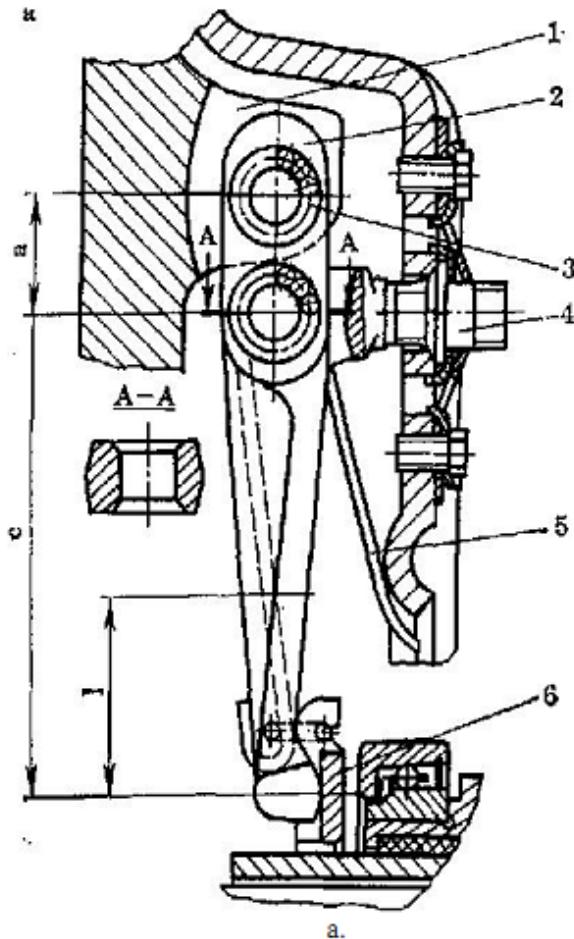
+ Number of turns: $i_o = i + 1.5$

+ Free length: $H_o = p.i + 2.d$

5.9 Release Lever

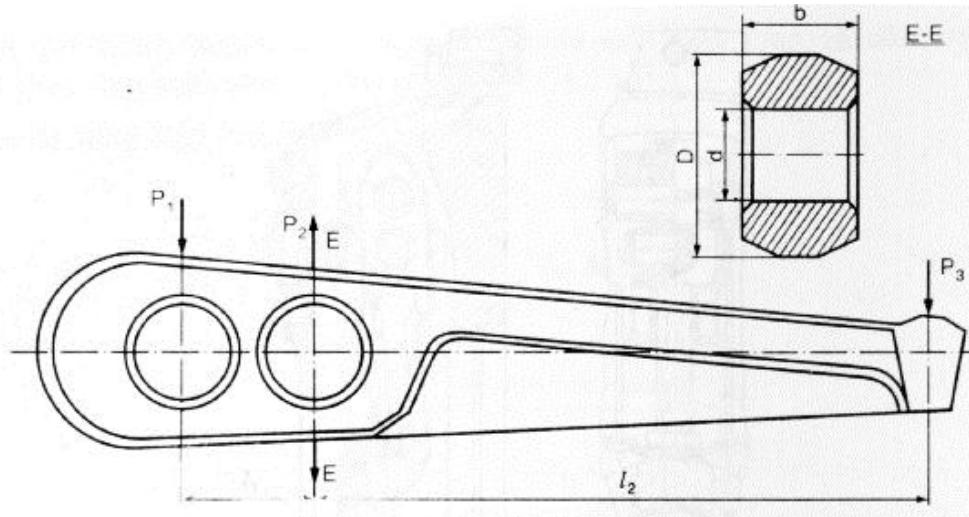
Structure: straight bar, with rectangular cross section or T shape.

Note their kinetics and solutions.



5.9 Release Lever

Calculate the strength of release lever at the hazardous section.



E-E cross section has maximum bending moment: $M_u = P_1 \cdot l_1$, với $P_1 = P_m/n$
(n : Number of release levers)

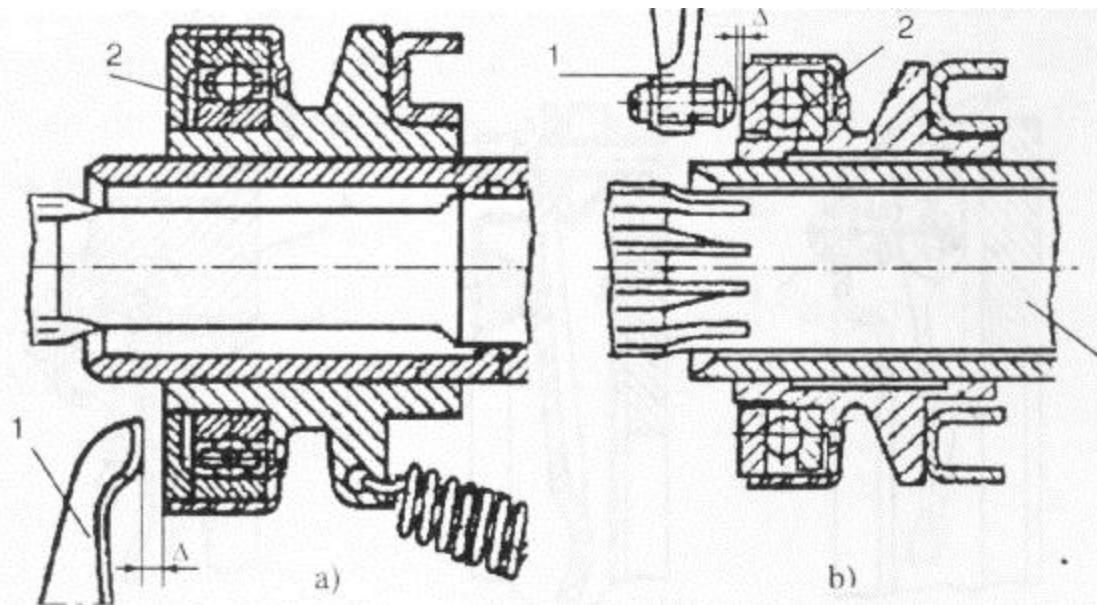
Bending stress at E-E section :

$$\sigma_u = \frac{P_1 l_1}{W}; \quad W = \frac{b(D^2 - d^2)}{6}$$

W: Anti-bending moment

5.10 Release Bearing

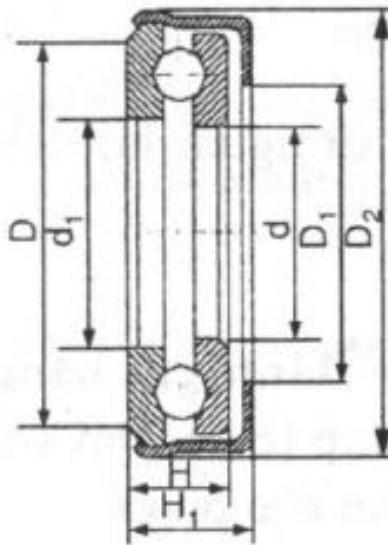
Requirements: apply force to the release levers with the smallest friction.



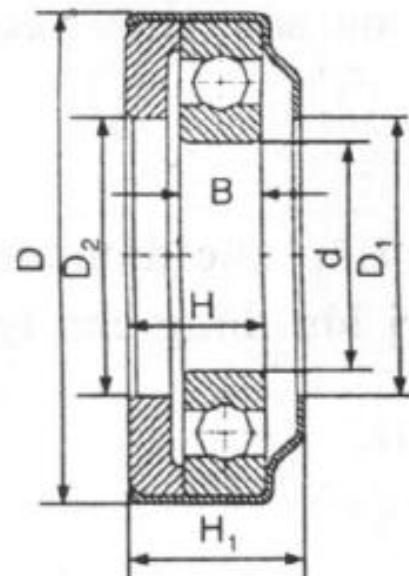
Structural options

- a) Radial ball bearing b) Thrust ball bearing

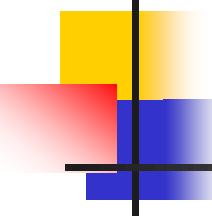
5.10 Release Bearing



| Ký hiệu | Kích thước, mm | | | | | | |
|---------|----------------|-------|------|-------|-------|------|-------|
| | d | d_1 | D | D_1 | D_2 | H | H_1 |
| 588911 | 52,4 | 52,8 | 77,4 | 63,5 | 84,4 | 19,2 | 20,8 |



| Ký hiệu | Kích thước, mm | | | | | | |
|-------------------|----------------|-------|-------|-----|-----|-----|-------|
| | d | D_1 | D_2 | D | B | H | H_1 |
| 560708 (U-732) | 40 | 48,5 | 45 | 70 | 9 | 14 | 18 |



5.11 Clutch Linkage

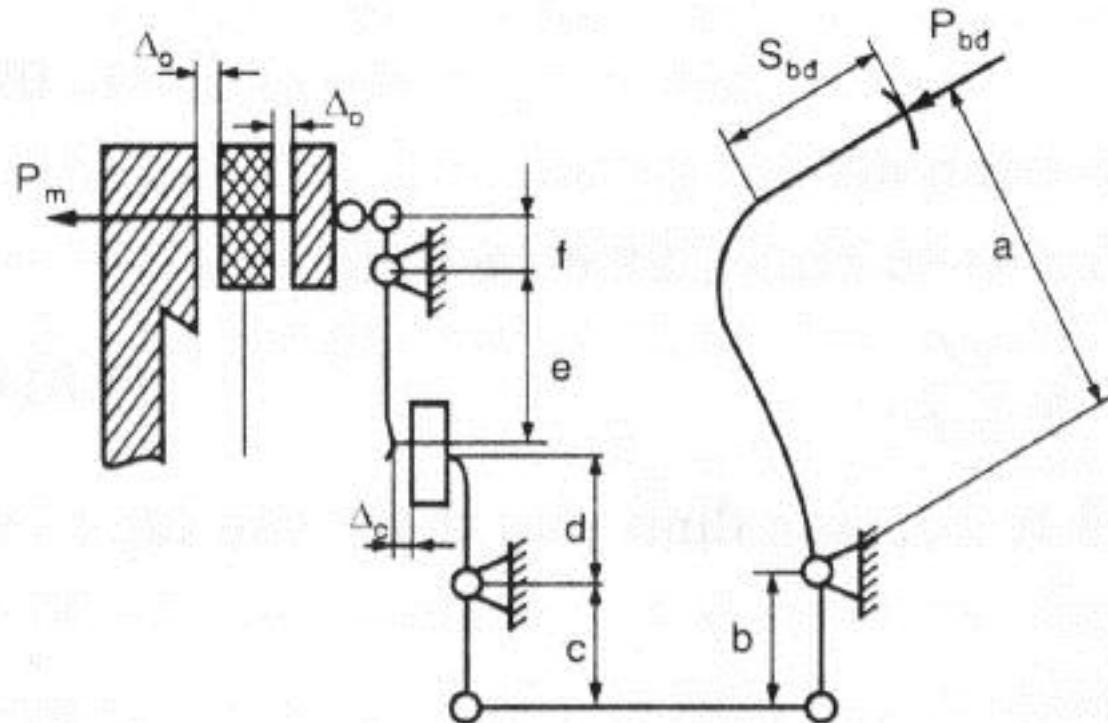
Requirements:

1. Gently control, evaluate by force acting on the pedal, P_{bd} , and pedal journey S_{bd}

| | | |
|-----------------|---------------------|----------------------|
| • Truck | $P_{bd\max} = 200N$ | $S_{bd\max} = 180mm$ |
| • Passenger car | $P_{bd\max} = 150N$ | $S_{bd\max} = 150mm$ |

1. In the fully open state, the gap between friction surfaces must be within the limit $\Delta_o = 0.5\sim1.0 mm$
2. In the fully closed state, the gap between the release levers and release bearing must be within the limit $\Delta_c = 2\sim4 mm$

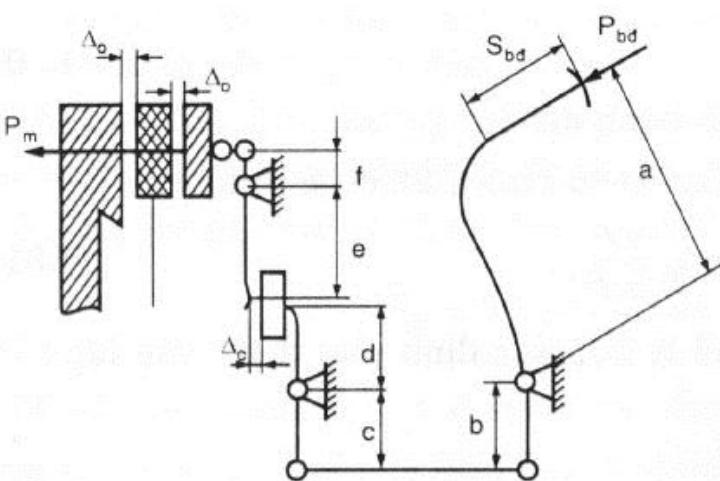
5.11 Mechanical Clutch Linkage



Total ratio = Linkage ratio \times Release lever ratio

$$i = i_{dd} \times i_d$$

5.11 Mechanical Clutch Linkage



Linkage ratio

$$i_{dd} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$$

Release lever ratio

$$i_d = \frac{e}{f}$$

Free journey of clutch pedal

$$S_{ck} = i_{dd} \Delta_c$$

Working journey of clutch pedal

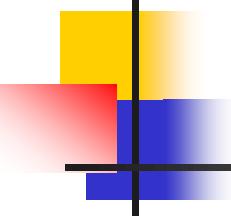
$$S_{lv} = i \cdot \Delta_o \cdot z$$

Journey total

$$S_{\Sigma} = S_{lv} + S_{ck} = z \cdot \Delta_o \cdot \frac{a \cdot c \cdot e}{b \cdot d \cdot f} + \Delta_c \cdot \frac{a \cdot c}{b \cdot d} \leq [S_{\Sigma}]$$

Pedal force

$$P_{bd} = \frac{P_m}{i \cdot \eta} \leq [P_{bd}]$$

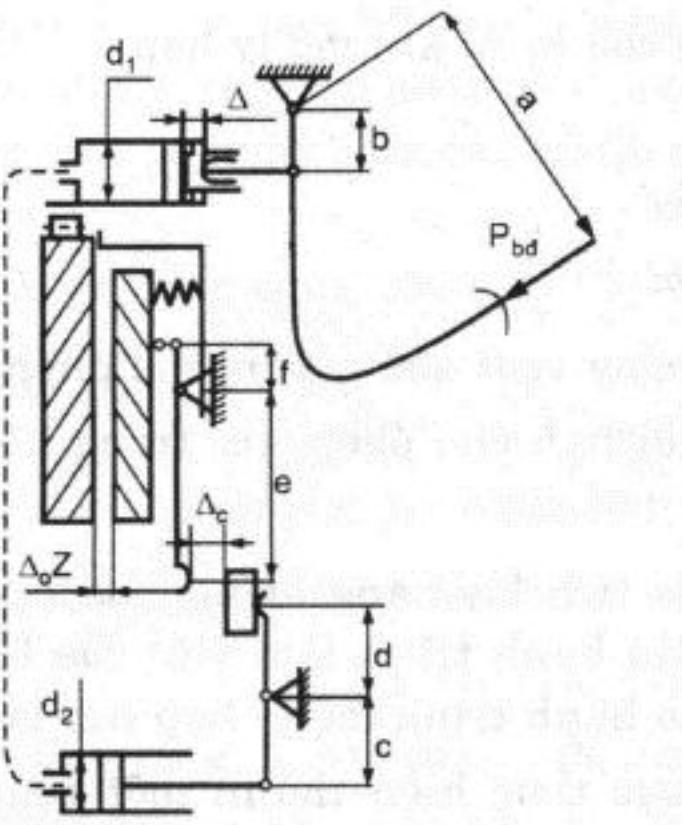


5.11 Mechanical Clutch Linkage

Procedure:

- Select S_{bd} , satisfies the condition $S_{bd} \leq [S_{bd}]$
- Calculate i_{dd}
- Calculate P_{bd} . If $P_{bd} > [P_{bd}]$, accepted by using power assist device.

5.11 Hydraulic Clutch Linkage



Total ratio

$$i = i_d \cdot i_t \cdot i_{dd}$$

Release lever ratio

$$i_d = \frac{e}{f}$$

Hydraulic ratio

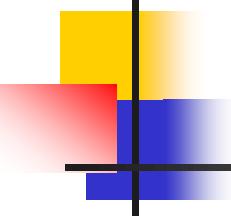
$$i_t = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

Mechanical ratio

$$i_{dd} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$$

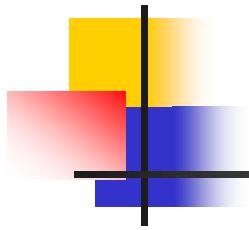
Free journey

$$S_{ck} = \Delta_c \cdot i_t \cdot i_{dd} + \Delta \frac{a}{b}$$



6. Order of Calculation

1. Determine the given parameters : G_o , r_{bx} , i_h , i_o , η_{tl} , M_{emax}/n_M , N_{emax}/n_N , ψ
2. Analyse working condition , requirements → choose a general layout.
3. Show the principle diagram of the clutch according to the selected layout.
4. Determine the basic parameters of clutch.
5. Check pressure, sliding power, clutch temperature.
6. Technical design, calculation of strength of clutch details.
7. Calculate clutch control structure.



END of CHAPTER 3

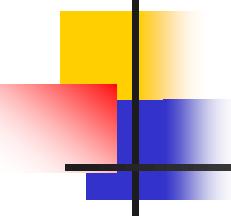


Chapter 4

Transmission Design

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn



Contents

1. Working Conditions

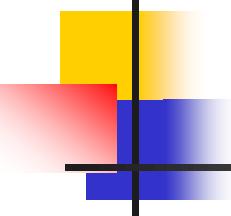
2. Requirements

3. Design Plan

4. Layout Design

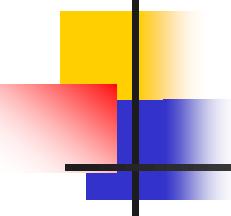
5. Technical Design

6. Order of Calculation



1. Working Conditions

- Engine parameters : M_{emax} , N_{emax}
- Vehicle parameters :
 - Maximum speed V_{max}
 - Maximum climbing ability
- Vehicle weight, wheel formula, load distribution on axles, tire sizes.



2. Requirements

1. Technical requirements:

- Suitable gear ratios: Number of gears, value of gear ratios for variety of conditions.

2. Special requirements:

- The change of gear ratio is gentle, smooth and safe (shifting when the axes are rotated).
- Has reverse gear.
- Has neutral position to facilitate engine idling while the vehicle is stationary.

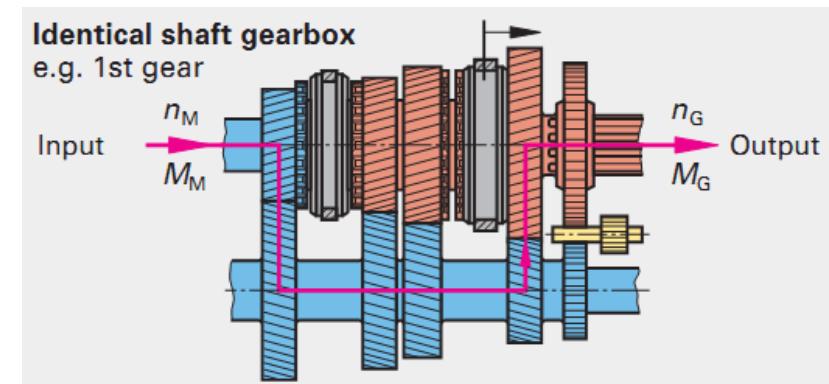
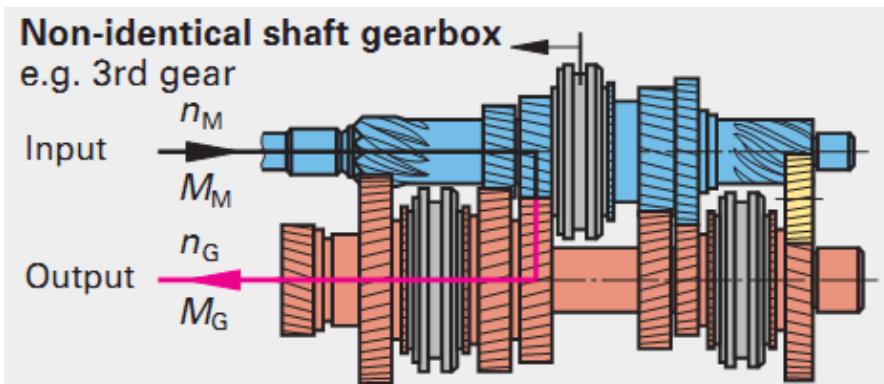
3. General requirements:

The smallest size, weight, durable, low cost, popular technology, ...

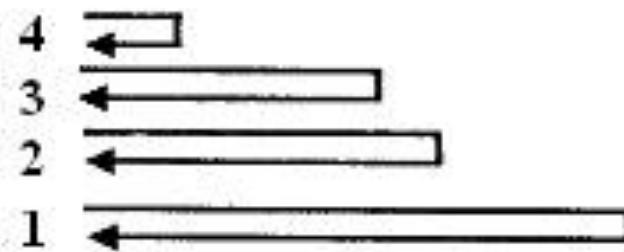
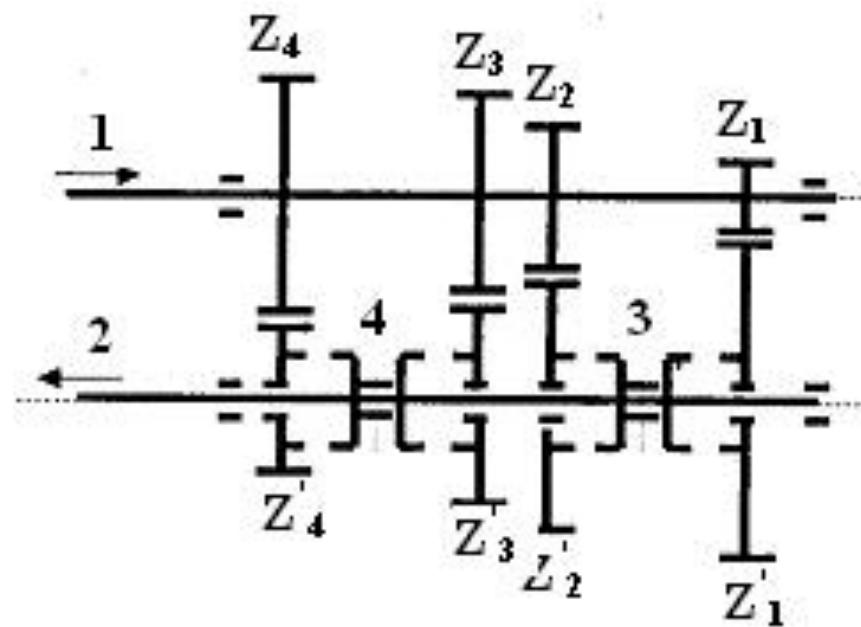
3. Design Plan

Gearbox is a part of the powertrain → The basis for choosing a gearbox is from the general powertrain layout.

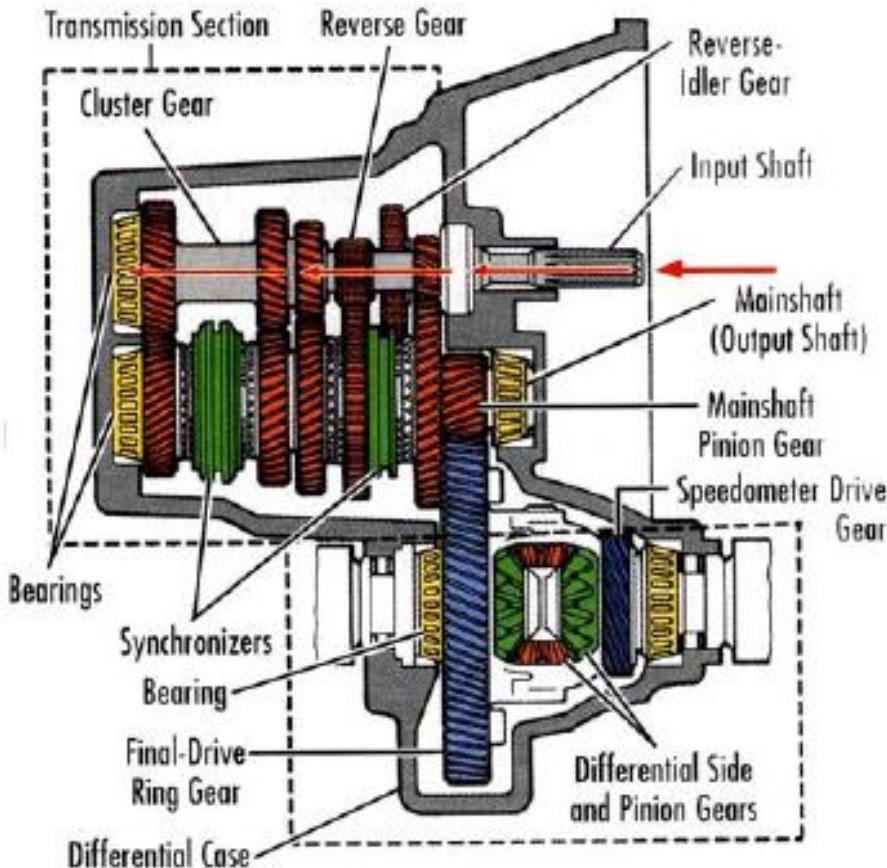
- + FF/RR layout → Non-identical shaft manual gearbox (2-axle gearbox).
- + FR layout → Identical shaft manual gearbox (3-axle gearbox).



3.1 Two-axle gearbox

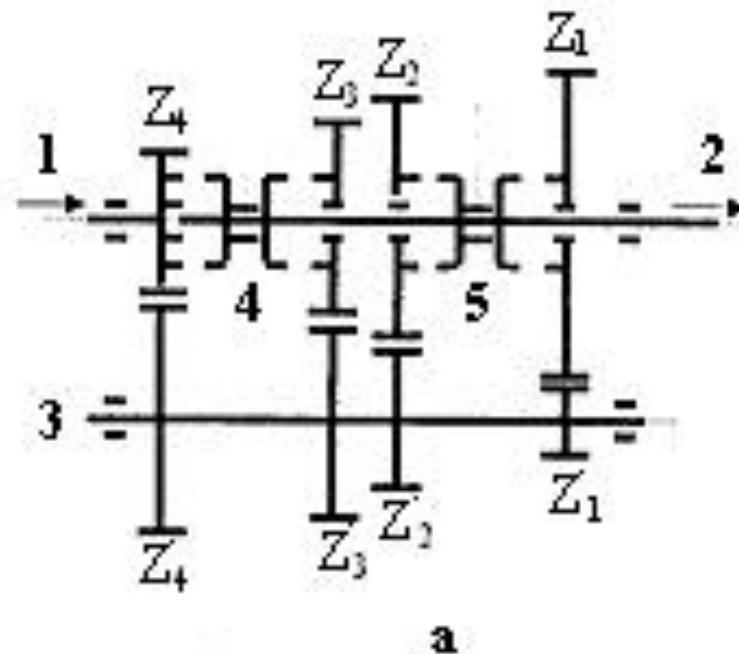


3.1 Two-axle gearbox

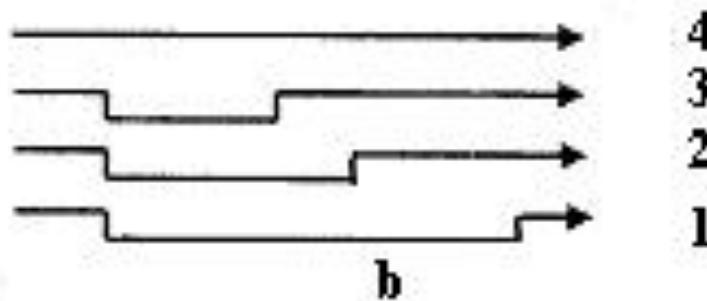


- There are **two parallel shafts**.
- Each gear ratio is transmitted through one pair of gears → **Large size** when large gear ratio is needed → Only suitable for small cars.
- There is **no direct gear**.
- **High performance**, firm structure.

3.2 Three-axle gearbox

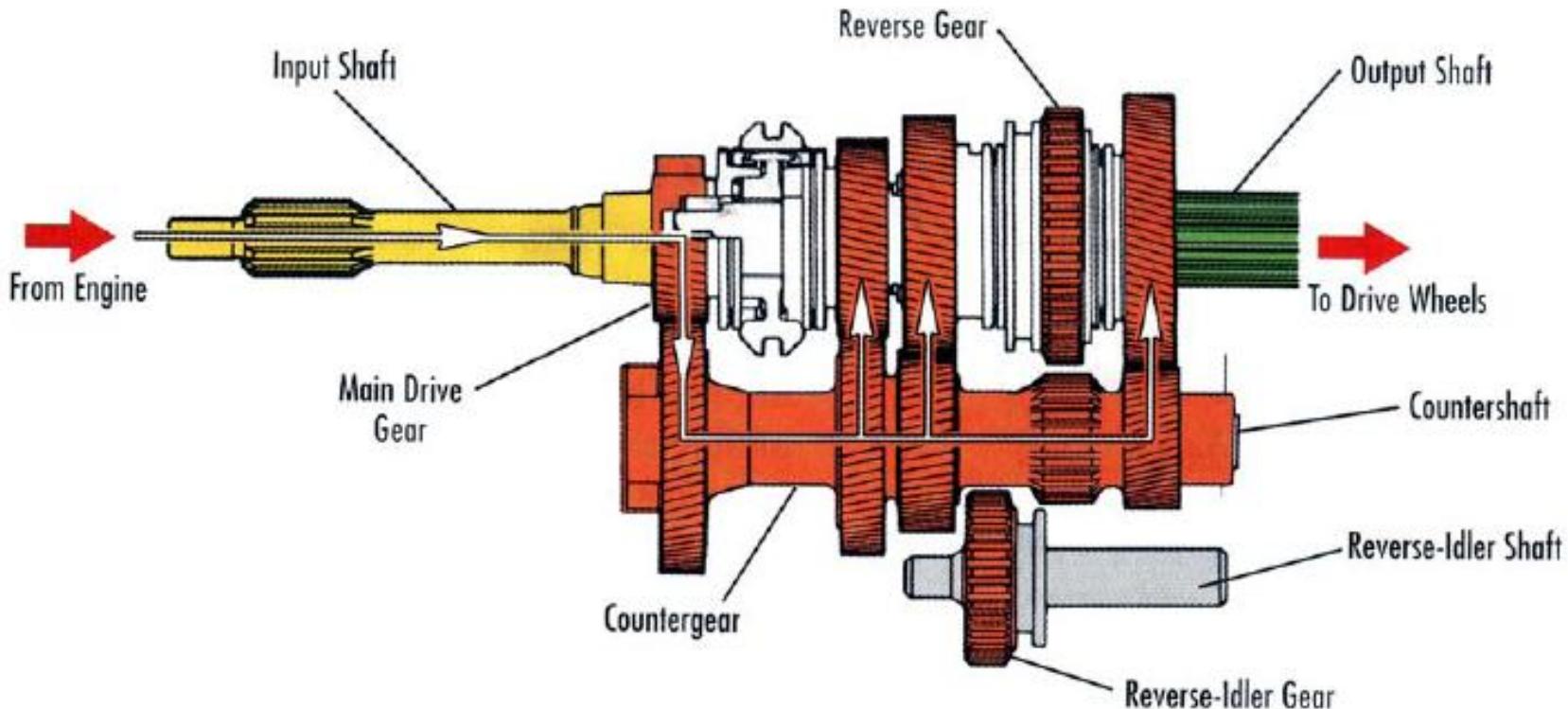


a

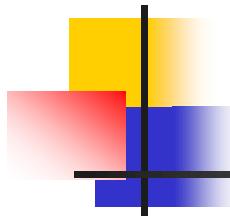


b

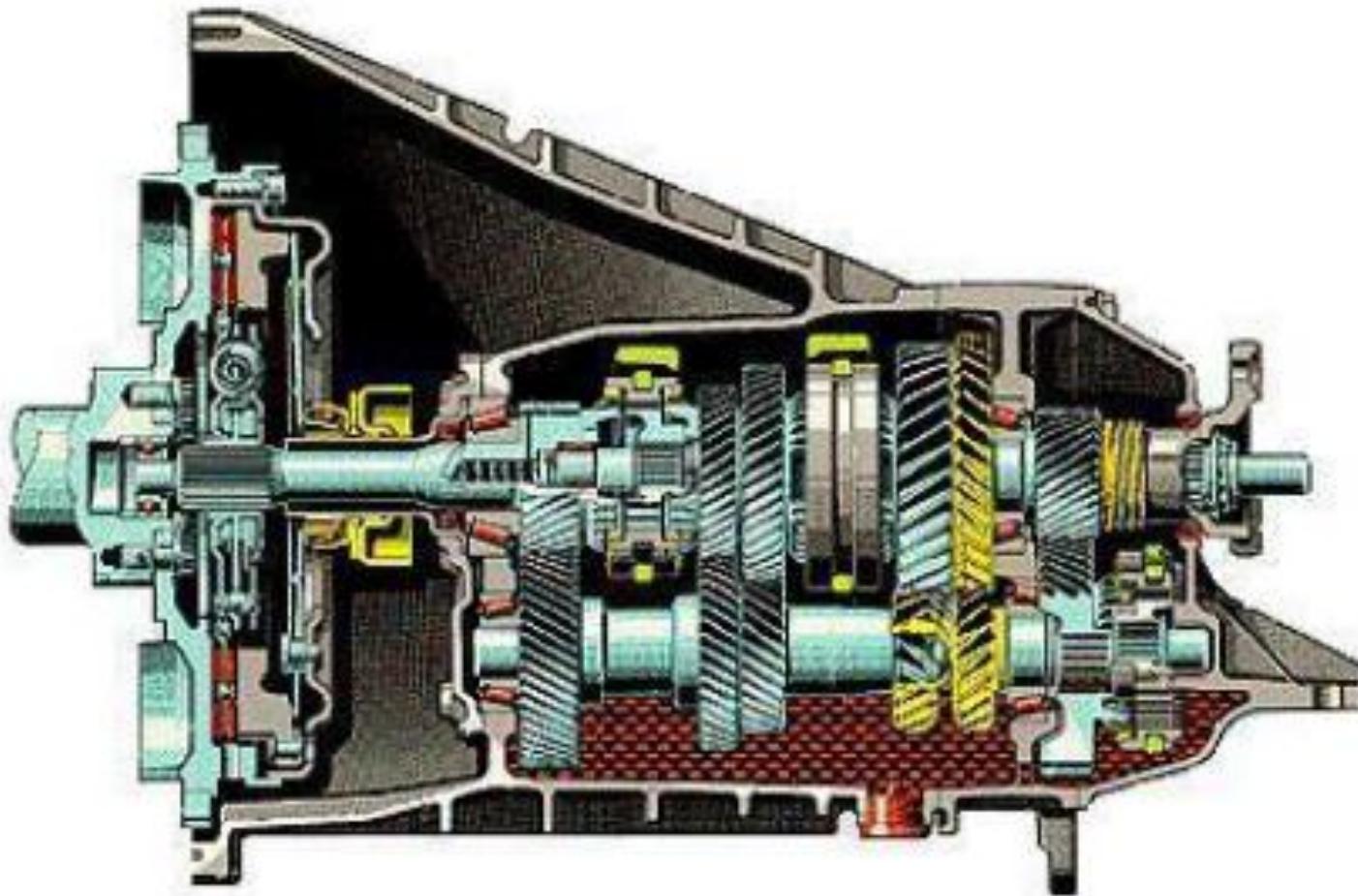
3.2 Three-axle gearbox



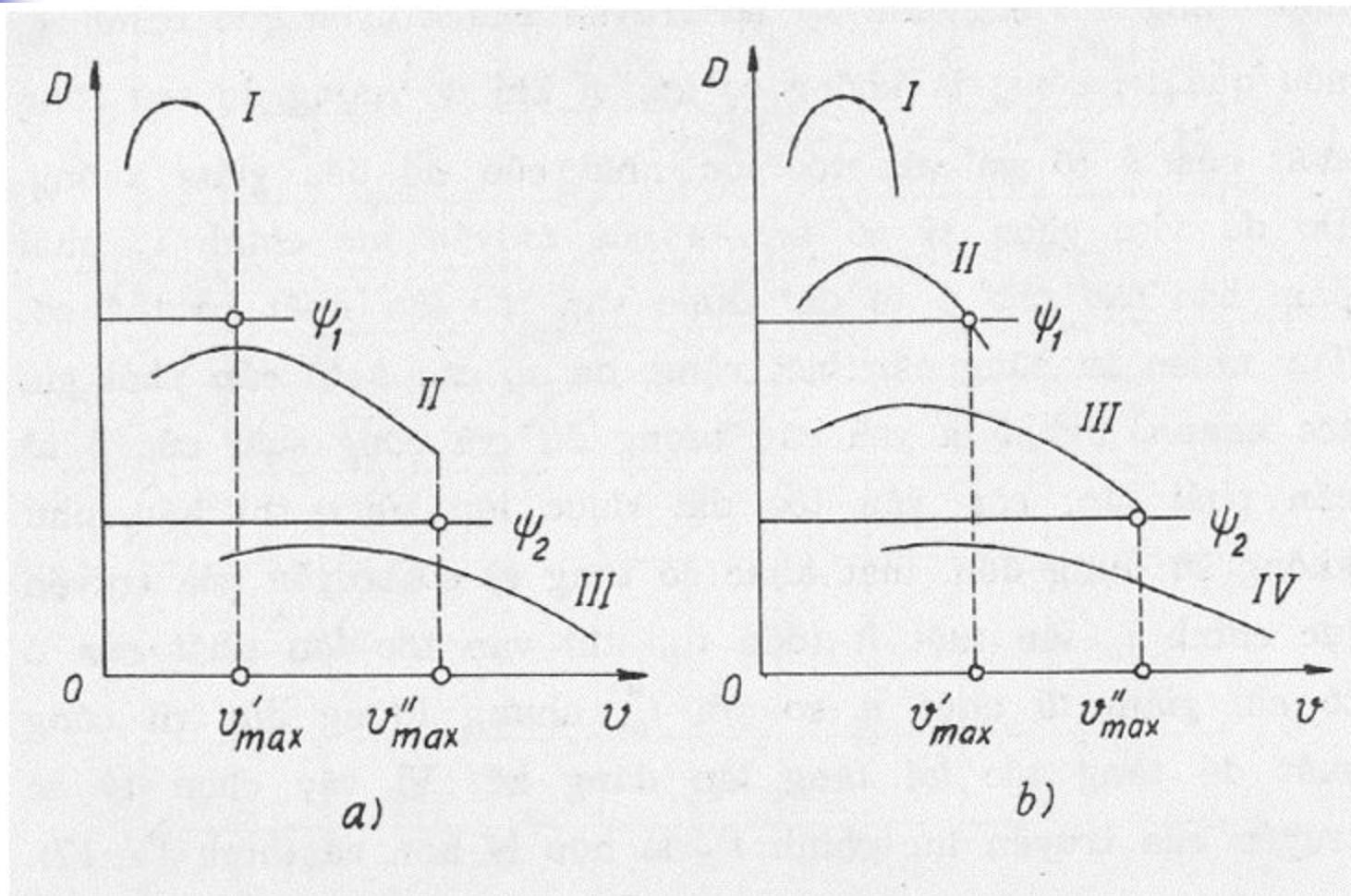
- There are three axes, input shaft and output shaft are concentric.
- Each gear ratio is transmitted through two pairs of gears → **Small size** when large gear ratio is needed → **Suitable for heavy vehicle**.
- **Has direct gear.**



3.2 Three-axle gearbox

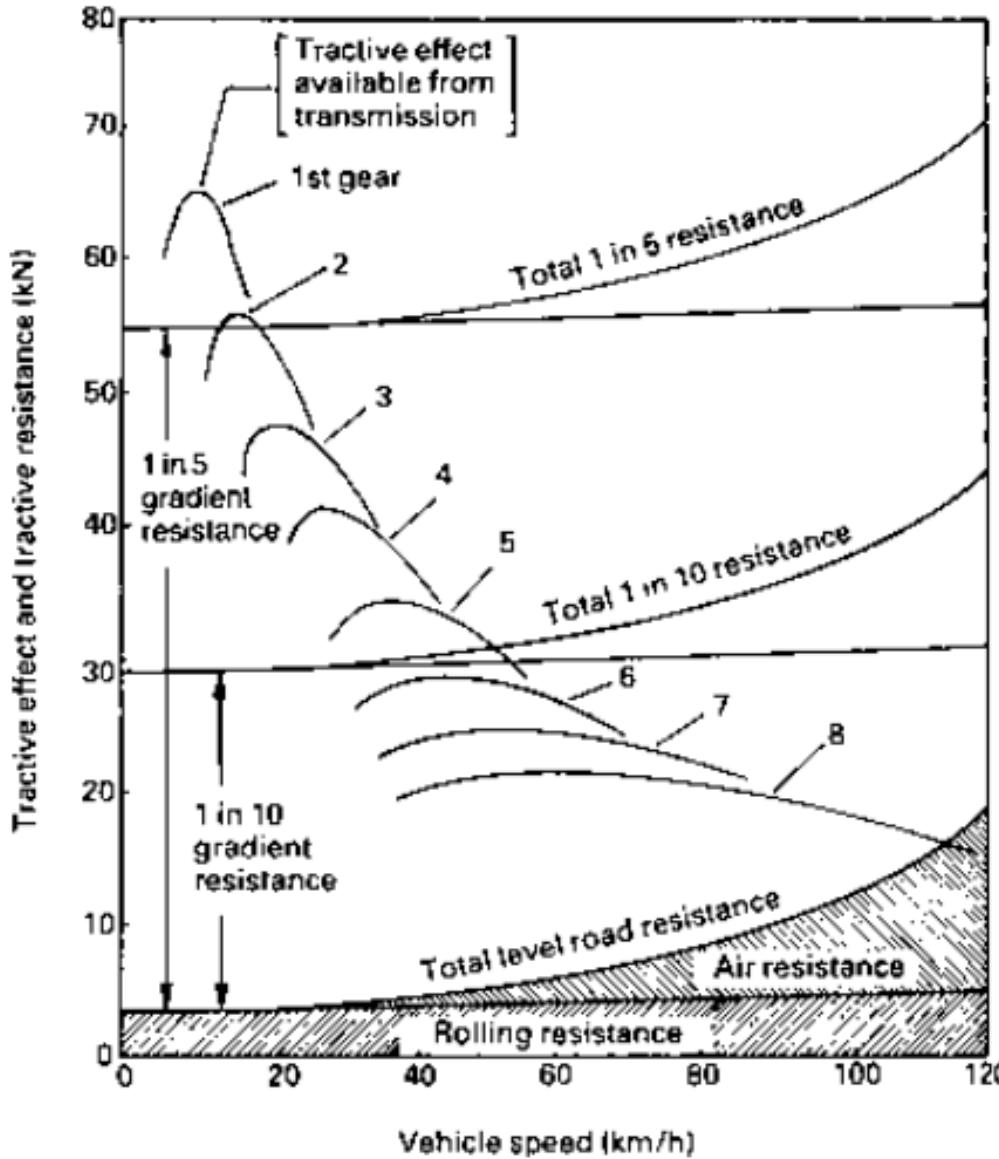


4. Layout design



Influence of the number of gear ratios to the performance of vehicle

4.1 Number of gear ratios



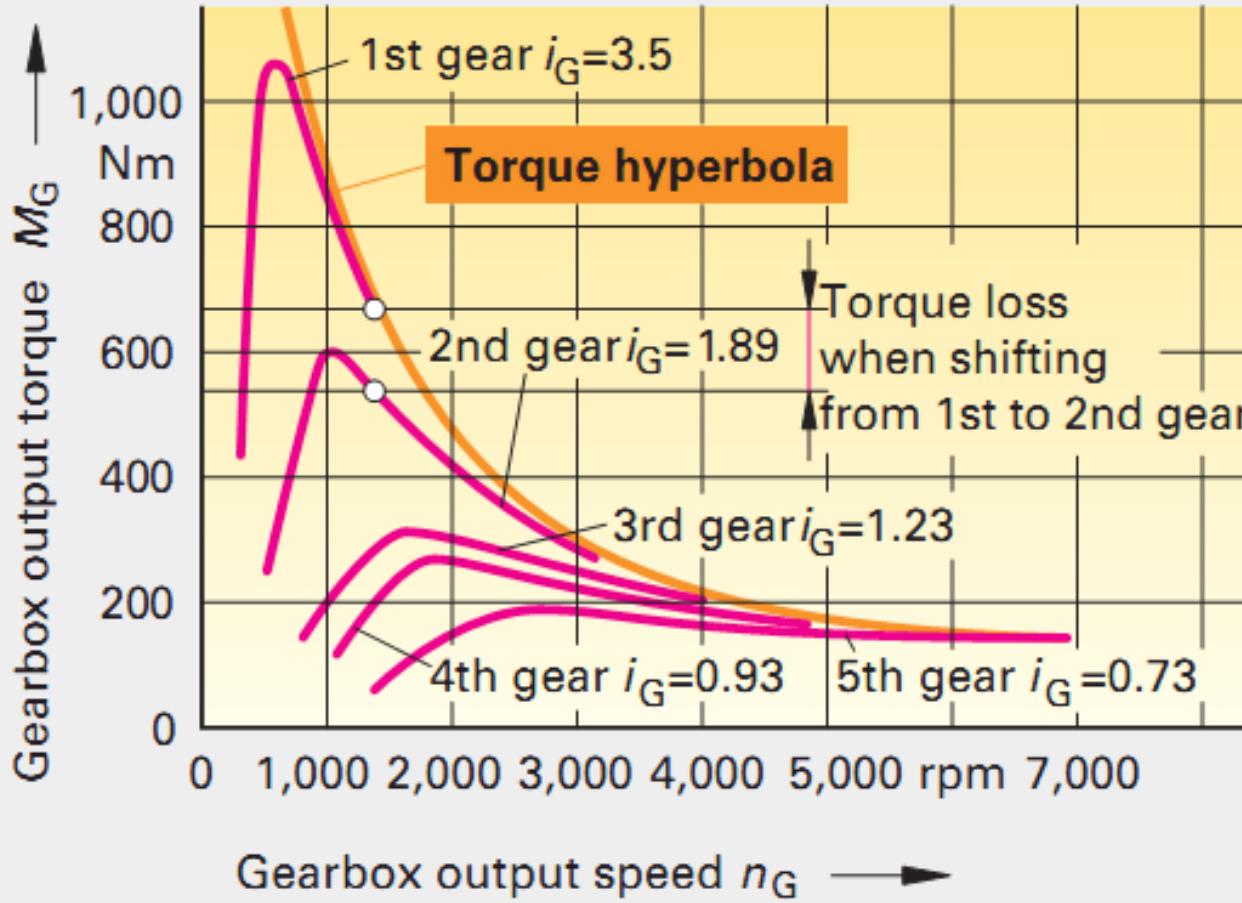
The road resistance opposing the motion of the vehicle is made up of three components as follows:

1. Rolling resistance
2. Air resistance
3. Gradient resistance

Influence of the number of gear ratios to the performance of vehicle.

[Advanced Vehicle Technology, 2002, Fig 3.1, p60]

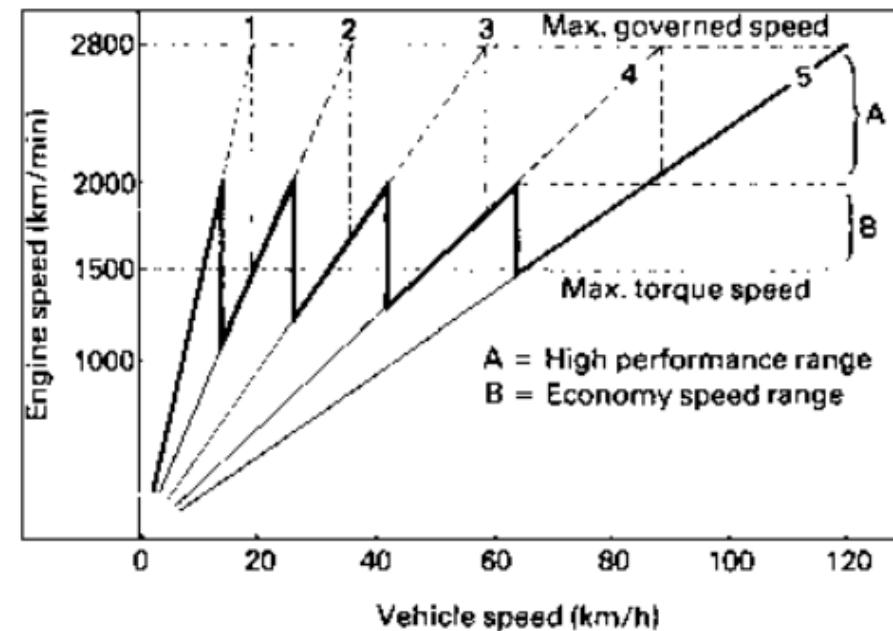
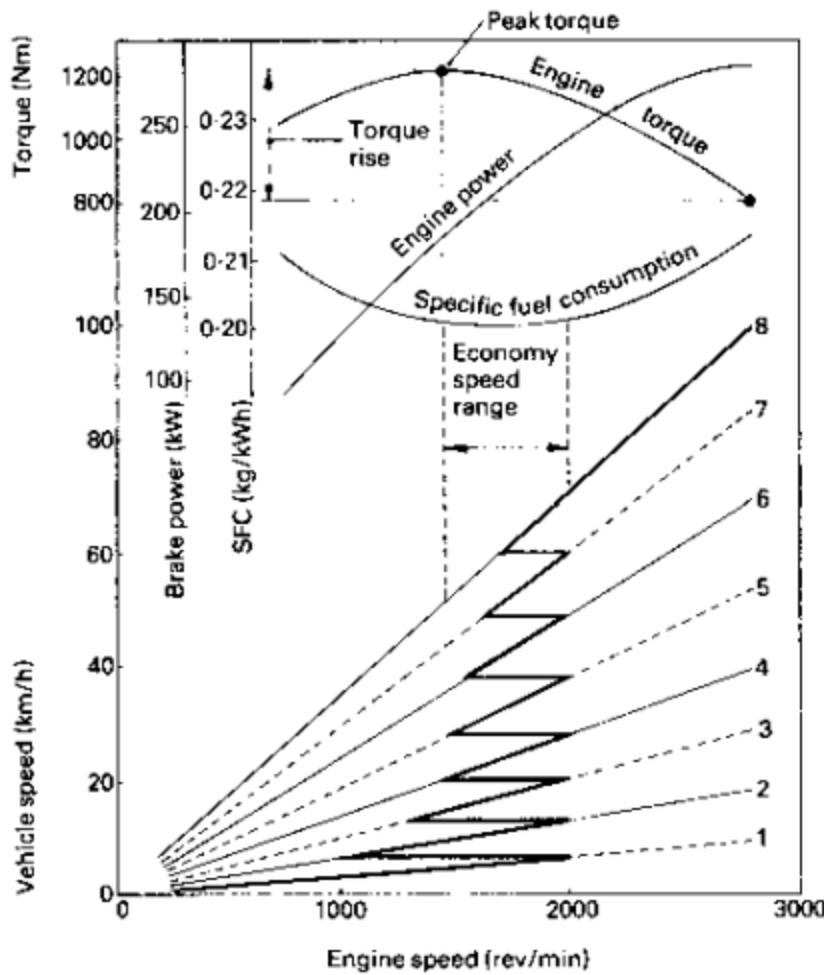
4.1 Number of gear ratios



The gearbox has a fixed number of gear ratios → the ideal smooth tractive effect curve would be interrupted to allow for loss of engine speed and power each gear change.

4.1 Number of gear ratios

Influence of the number of gear ratios to the performance of vehicle



For a vehicle such as a saloon car or light van which only weighs about one tonne and has a large power to weight ratio, a four or five speed gearbox is adequate to maintain tractive effect without too much loss in engine speed and vehicle performance between gear changes.

4.1 Number of gear ratios

Influence of the number of gear ratios to the performance of vehicle

Unfortunately, this is not the situation for heavy goods vehicles where large loads are being hauled so that the power to weight ratio is usually very low. Under such operating conditions if the gear ratio steps are too large the engine speed will drop to such an extent during gear changes that the engine torque recovery will be very sluggish

Therefore, to minimize engine speed fall-off whilst changing gears, smaller gear ratio steps are required, that is, more gear ratios are necessary to respond to the slightest change in vehicle load, road conditions and the driver's requirements.

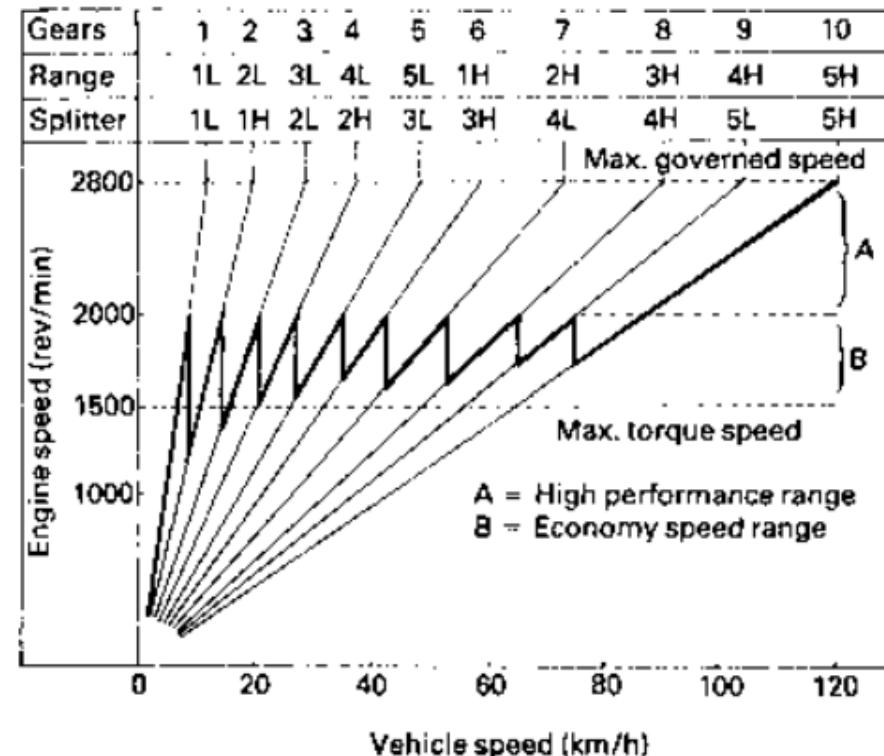
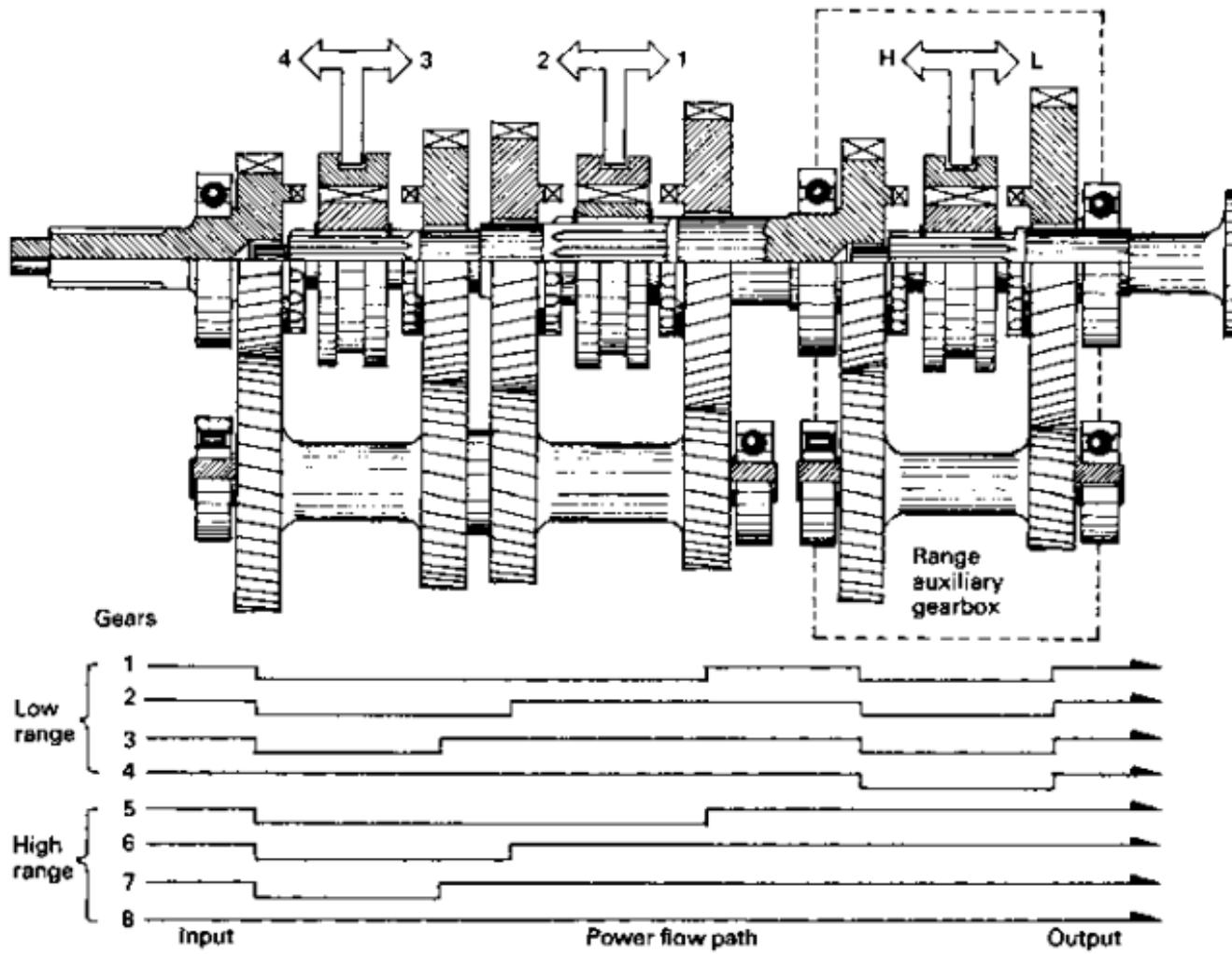


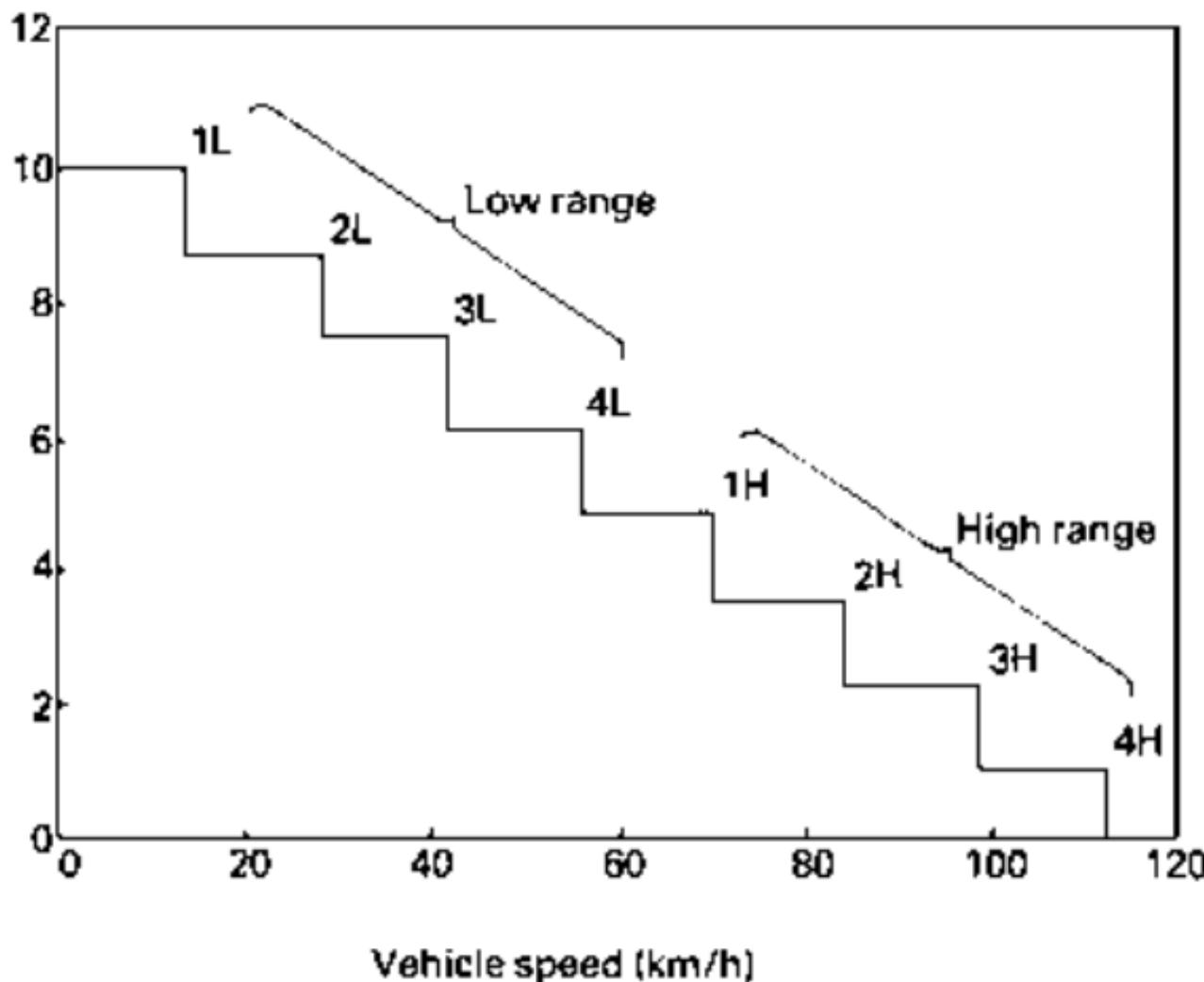
Fig. 3.18 Engine speed ratio chart for a vehicle employing either a ten speed range change or a splitter change gearbox

4.1 Number of gear ratios

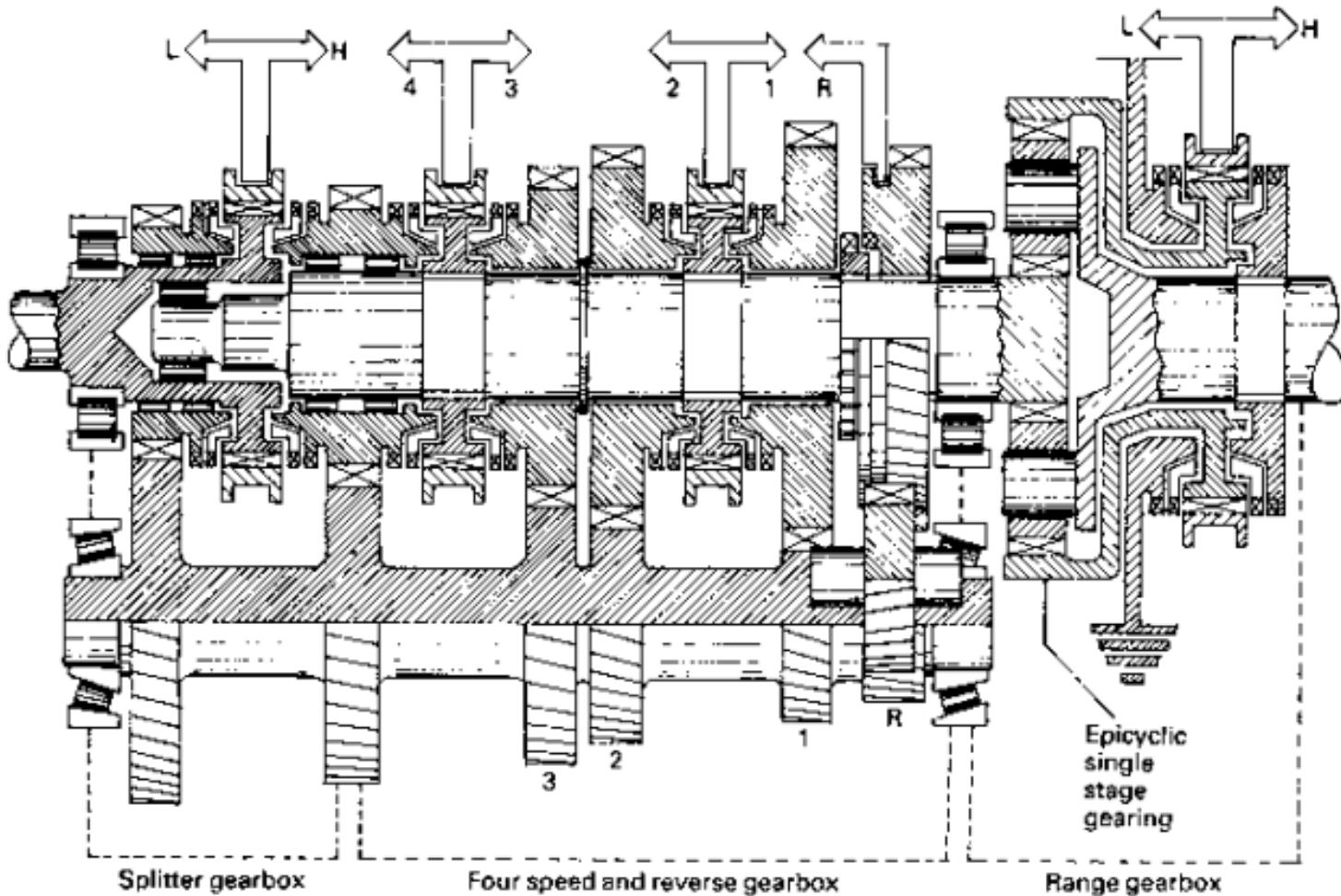


Eight speed constant mesh gearbox with two speed rear mounted range change

4.1 Number of gear ratios

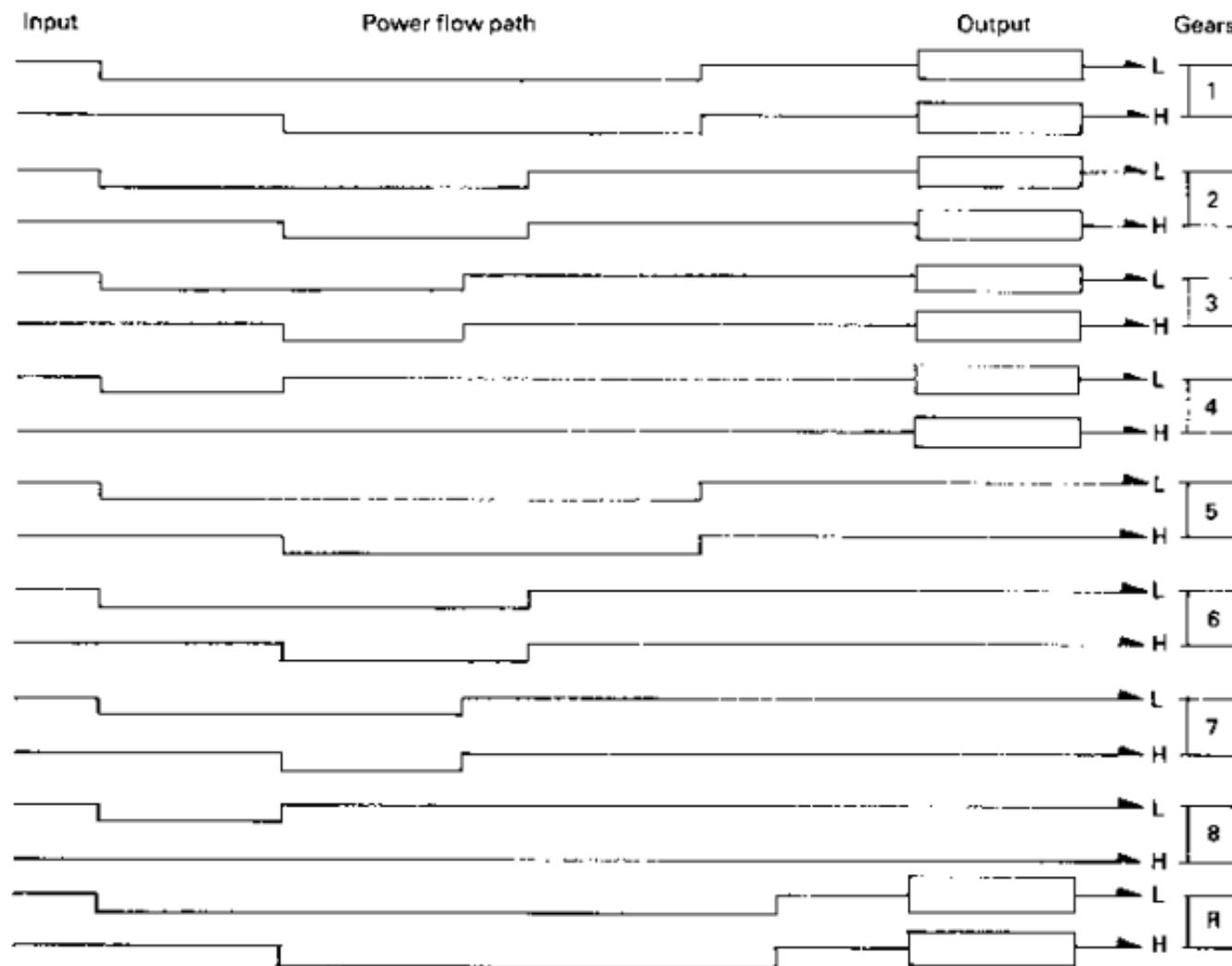


4.1 Number of gear ratios



Sixteen speed synchromesh with range change and integral splitter gears

4.1 Number of gear ratios



4.1 Number of gear ratios

Sixteen speed synchromesh gearbox with range change and integral splitter gears

The complete gearbox unit can be considered to be divided into three sections; the middle section (which is basically a conventional double stage four speed gearbox), and the first two pairs of gears at the front end which make up the two speed splitter gearbox. Mounted at the rear is an epicyclic gear train providing a two speed low and high range change (Fig. 3.23).

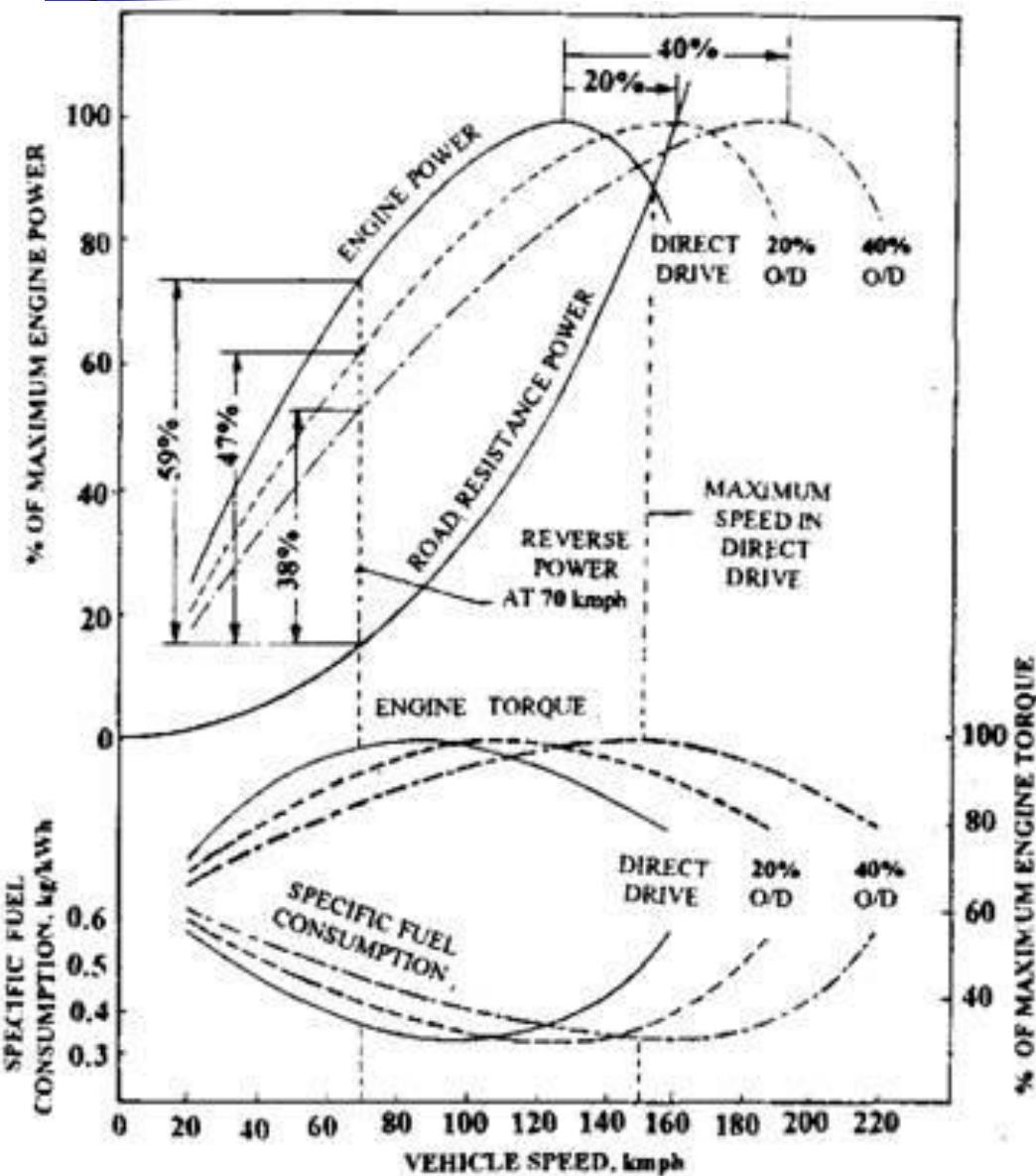
The epicyclic gear train at the rear doubles the ratios of the four speed gearbox permitting the driver to initially select the low (L) gear range driving through this range 1, 2, 3 and 4 then selecting the high (H) gear range. The gear change sequence is again repeated but the gear ratios now become 5, 6, 7 and 8.

If heavy loads are being carried, or if maximum torque is needed when overtaking on hills, much closer gear ratio intervals are desirable. This is provided by splitting the gear steps in half with the two speed splitter gears; the gear shift pattern of 1st low, 1st high, 2nd low, 2nd high, 3rd low and so on is adopted.

TABLE 3.5 Gear Ratios of Transmissions for Passenger Vehicles

| Vehicle | Transmission Type | Gearbox Gear Ratios | | | | | Final Drive Gear Ratio |
|-------------------------|-------------------|---------------------|------|------|------|-------|------------------------|
| | | 1st | 2nd | 3rd | 4th | 5th | |
| Audi A4 1.8 | Manual | 3.50 | 2.12 | 1.43 | 1.03 | 0.84 | 4.11 |
| Audi A6 Avant 2.5 TDI | Manual | 3.78 | 2.18 | 1.31 | 0.89 | 0.69 | 3.7 |
| BMW 320i | Manual | 4.23 | 2.52 | 1.66 | 1.22 | 1.00 | 3.45 |
| BMW 525i | Manual | 4.20 | 2.49 | 1.67 | 1.24 | 1.00 | 3.23 |
| Buick Park Avenue 3.8i | Automatic | 2.92 | 1.57 | 1.00 | 0.70 | | 2.97 |
| Cadillac DeVille 4.6i | Automatic | 2.96 | 1.63 | 1.00 | 0.68 | | 3.11 |
| Cadillac Seville | Automatic | 2.92 | 1.57 | 1.00 | 0.70 | | 2.97 |
| Chrysler Voyager 3.0 V6 | Manual | 3.31 | 2.06 | 1.36 | 0.97 | 0.71 | 3.77 |
| Dodge Intrepid 3.3i | Automatic | 2.84 | 1.57 | 1.00 | 0.69 | | 3.66 |
| Fiat Punto 1.6 | Manual | 3.91 | 2.16 | 1.48 | 1.12 | 0.90 | 3.73 |
| Ford Escort 1.8 TD | Manual | 3.42 | 2.14 | 1.45 | 1.03 | 0.77 | 3.56 |
| Ford Galaxy 2.0 16V | Manual | 3.58 | 2.05 | 1.34 | 0.97 | 0.80 | 4.53 |
| Honda Civic 1.5i | Manual | 3.25 | 1.90 | 1.25 | 0.91 | 0.75 | 4.25 |
| Honda Odyssey 2.2i | Automatic | 2.74 | 1.57 | 1.08 | 0.73 | | 4.43 |
| Mazda 323 1.8i | Manual | 3.31 | 1.83 | 1.31 | 1.03 | 0.795 | 4.11 |
| Mercedes-Benz C220 | Manual | 3.91 | 2.17 | 1.37 | 1.00 | 0.81 | 3.67 |
| Mercedes-Benz E320 | Automatic | 3.87 | 2.25 | 1.44 | 1.00 | | 3.07 |
| Mercedes-Benz S420 | Automatic | 3.87 | 2.25 | 1.44 | 1.00 | | 2.82 |
| Mercury Cougar 3.8i | Automatic | 2.84 | 1.56 | 1.00 | 0.70 | | 3.27 |
| Nissan Sunny 2.0 diesel | Manual | 3.33 | 1.96 | 1.29 | 0.93 | 0.73 | 3.65 |
| Oldsmobile Aurora 4.0i | Automatic | 2.96 | 1.62 | 1.00 | 0.68 | | 3.48 |
| Peugeot 405 2.0i T16 | Manual | 3.42 | 1.82 | 1.25 | 0.97 | 0.77 | 3.93 |
| Renault Laguna 2.0i | Manual | 3.72 | 2.05 | 1.32 | 0.97 | 0.79 | 3.87 |
| Toyota Corolla 1.3i | Manual | 3.55 | 1.90 | 1.31 | 0.97 | 0.815 | 4.06 |
| Toyota Camry Wagon 3.0i | Manual | 3.54 | 2.04 | 1.32 | 1.03 | 0.82 | 3.63 |
| Volkswagen Passat 2.0 | Manual | 3.78 | 2.12 | 1.46 | 1.03 | 0.84 | 3.68 |
| Volvo 440 1.7i | Manual | 3.73 | 2.05 | 1.32 | 0.97 | 0.79 | 3.73 |
| Volvo S70 | Automatic | 3.61 | 2.06 | 1.37 | 0.98 | | 2.74 |
| Volvo S70 | Manual | 3.07 | 1.77 | 1.19 | 0.87 | 0.70 | 4.00 |

4.2 Effect of Overdrive Ratio



Influence of overdrive gear ratio to the performance of vehicle

- + Increase V_{max} ,
- + Decrease fuel consumption,
- Poor accelerate;

4.3 Setting the final drive gear ratio

$$i_0 = \frac{2\pi \cdot r_{bx} \cdot n_{e\max}}{60 \cdot i_{hn} \cdot i_{pc} \cdot v_{\max}}$$

Where:

- + i_{hn} : Highest gear ratio
- + i_{pc} : Ratio of transfer case, if available
- + $n_{e\max}$: the revolution of engine at maximum power

4.4 Setting the bottom gear ratio

Value of **the bottom gear ratio** i_{hI} is determined based on **traction condition**, **slipping condition** and **lowest speed** of vehicle:

$$\left\{ \begin{array}{l} i_{hI} \geq \frac{\psi_{\max} G_a r_{bx}}{M_{e\max} i_o \eta_t} \\ i_{hI} \leq \frac{\varphi G_\varphi r_{bx}}{M_{e\max} i_o \eta_t} \\ i_{hI} \leq \frac{\omega_{e\min} r_{bx}}{V_{a\min} i_o} \end{array} \right.$$

| | |
|------------------|---|
| G_a | Gross vehicle weight, N |
| G_φ | Weight on drive axle, N |
| φ | Coefficient of friction |
| r_{bx} | Effective road wheel radius, m |
| $M_{e\max}$ | Maximum torque of engine, Nm |
| i_o | Final drive gear ratio |
| η_t | Efficiency of drivetrain |
| $\omega_{e\min}$ | Lowest rotational speed of engine in full load, rad/s |
| $V_{a\min}$ | Slowest vehicle speed, m/s |

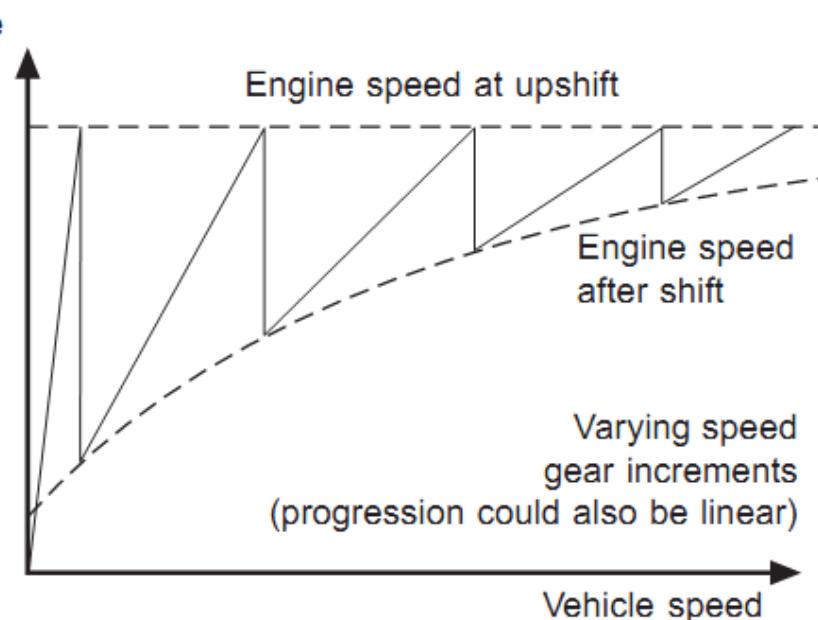
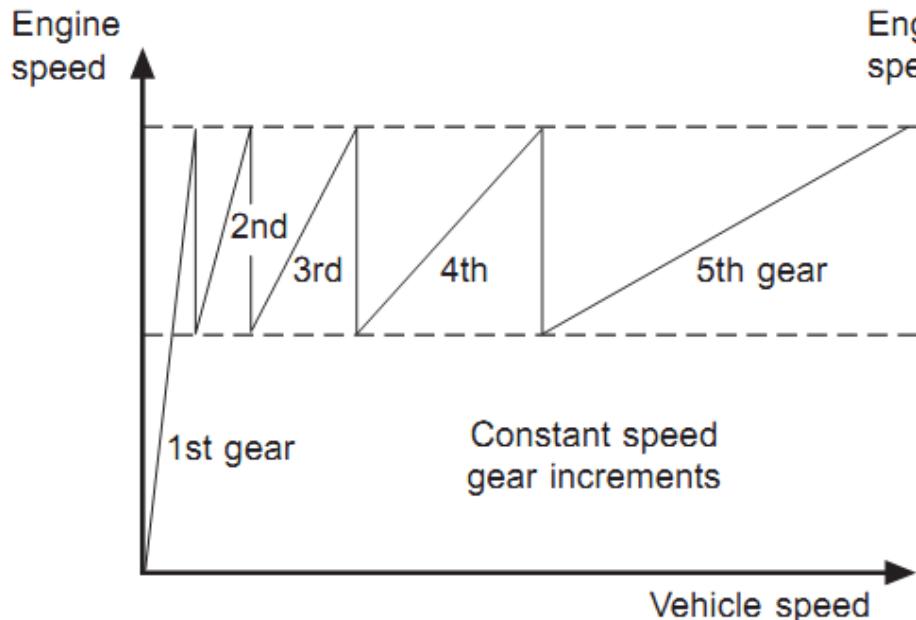
4.4 Setting the bottom gear ratio

When design can select:

| Type | ψ_{\max} | $V_{amin}, \text{ km/h}$ | $\omega_{emin}, \text{ v/p}$ |
|----------------------|---------------|--------------------------|------------------------------|
| Passenger car, bus | 0,35 ~ 0,50 | 5 ~ 7 | 600 ~ 850* |
| Truck | 0,30 ~ 0,40 | 4 ~ 5 | 500 ~ 600 |
| Tractor with trailer | 0,18 ~ 0,30 | 2 ~ 3 | 500 ~ 600 |

* High value for passenger with high rpm engine.

4.5 Setting intermediate gear ratios



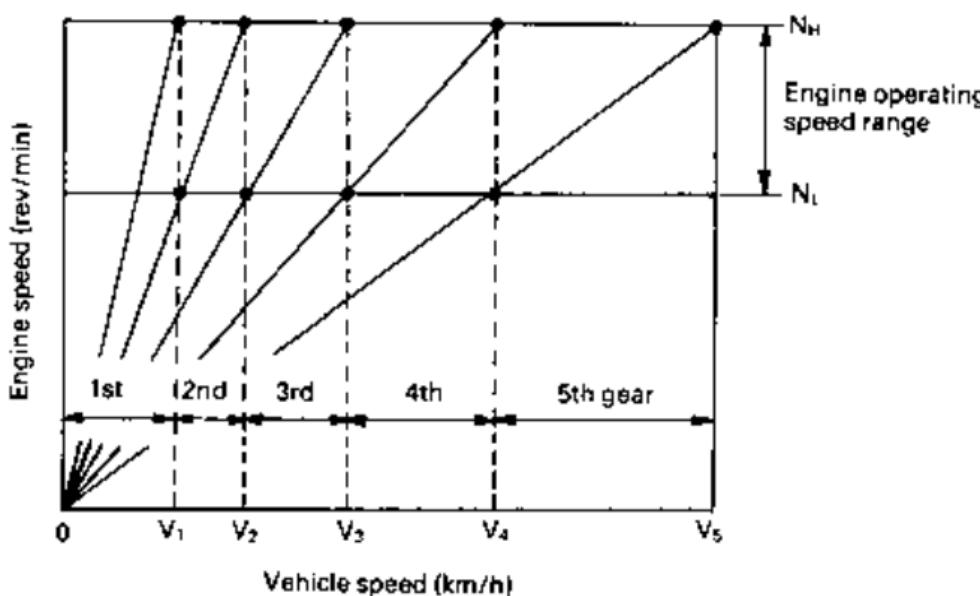
[*Introduction to Modern Vehicle Design, 2002, p410*]

Ratios between top and bottom gears should be spaced in such a way that they will provide the tractive effort – speed characteristics as close to the ideal as possible. There are two options for intermediate gear ratios:

- + Constant speed gear increments (Constant **engine operating speed range**).
- + Varying speed gear increments (Constant **vehicle operating speed range**)

4.5 Setting intermediate gear ratios

Gear ratios selected on geometric progression



For commercial vehicles, the gear ratios are often arranged in geometric progression.

This method requires the engine to operate within the same speed range in each gear, which is normally selected to provide the best fuel economy.

$$v'_n = \frac{2\pi r_b n_e}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}}$$

$$v''_{n-1} = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}}$$

$$v''_1 = v'_2 ; v''_2 = v'_3 \dots v''_{n-1} = v'_n$$

$\frac{n_e''}{i_{h(n-1)}} = \frac{i'}{i}$ For commercial vehicles, the gear ratios in the gearbox are often arranged in geometric progression. For passenger cars, to suit the chan-

$$\frac{i_{hI}}{i_{hII}} = \frac{i_{hII}}{i_{hIII}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n_e''}{n_e'}$$

4.5 Setting intermediate gear ratios

$$i_{hII} = \frac{i_{hI}}{q}; i_{hIII} = \frac{i_{hII}}{q}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

$$\longrightarrow i_{hIII} = \frac{i_{hI}}{q^2}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{hI}}{q^{n-1}} \longrightarrow q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{hI}}{i_{hn}}}$$

Let constant D: $D = \frac{i_{h1}}{i_{hn}}$ \longrightarrow $q_{tb} = \sqrt[n-1]{D}$ $D = q_{tb}^{n-1}$ $m = \frac{\lg D}{\lg q_{tb}} + 1$

| Specific Power (HP/ton) | q_{tb} |
|-------------------------|-----------|
| < 10 | 1.3 ~ 1.4 |
| 10 ~ 15 | 1.6 |
| > 15 | 1.8 |

4.5 Setting intermediate gear ratios

| | D | q_{tb} |
|----------------------|----------------|-----------------------|
| Truck | | |
| 4 gear ratios | 6 ± 0.5 | 1.8 ± 0.05 |
| 5 gear ratios | 7.5 ± 0.5 | 1.65 ± 0.05 |
| 8 ~ 10 gear ratios | $9 \sim 13$ | 1.35 ± 0.07 |
| Passenger car | 3.75 ± 0.3 | 1.55 ± 0.05 |

4.5 Setting intermediate gear ratios

Gear ratios selected on harmonic progression

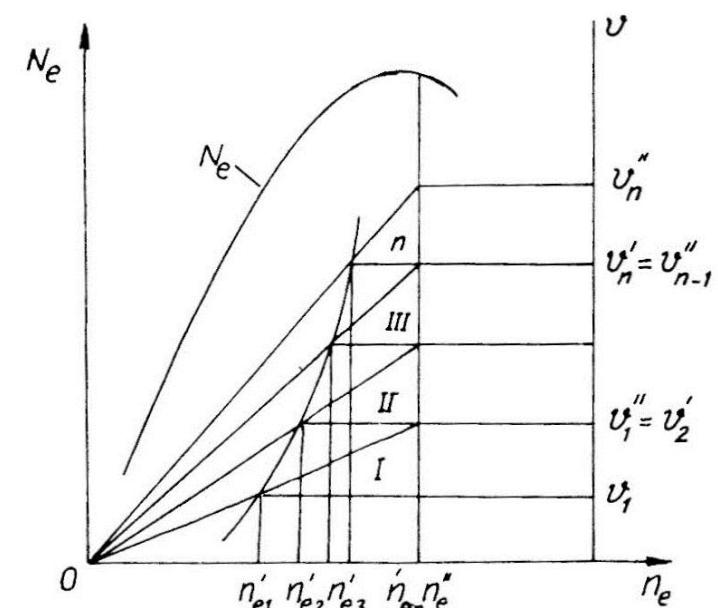
For passenger cars, to suit the changing traffic condition, the gear ratios are often arranged in harmonic progression.

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{(n-1)}$$

$$v_n'' = \frac{2\pi n_e'' r_b}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}} \quad v_{(n-1)}'' = \frac{2\pi n_e'' r_b}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}}$$

$$\frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} = \frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$

$$i_{hn} = \frac{i_{hI}}{1 + (n-1).a.i_{hI}}$$



4.5 Setting intermediate gear ratios

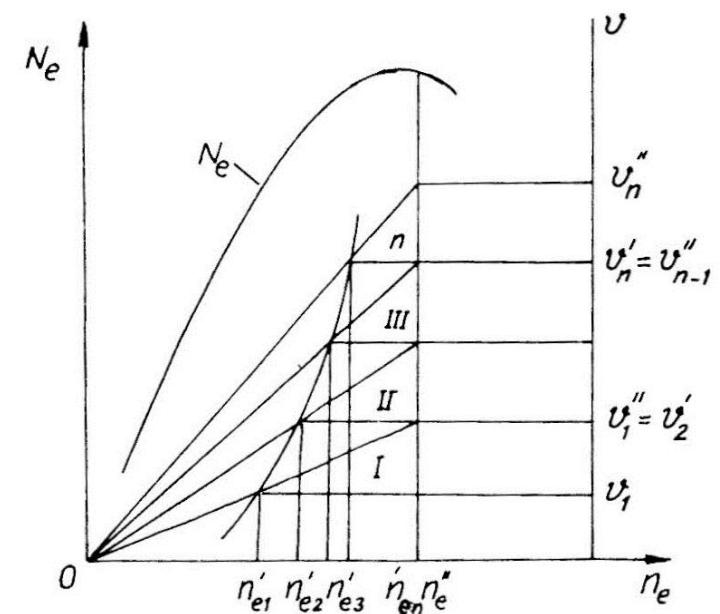
Gear ratios selected on harmonic progression

For passenger cars, to suit the changing traffic condition, the gear ratios are often arranged in harmonic progression.

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{(n-1)}$$

$$a = \frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} = \frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}}$$

$$i_{hk} = \frac{(n-1)i_{hI}}{(n-k)+(k-1)i_{hI}}$$



4.6 Setting axis distance

Axis distance is an important parameter that determines the gearbox size.

Axis distance is determined by experience:

$$A \approx k_a \sqrt[3]{M_{e\max} i_{hI}}$$

k_a – Experienced coefficient:

Passenger car: 8,9 – 9,3

Truck: 8,6 – 9,6 (normal transmission)

9,5 – 11 (multigear transmission)

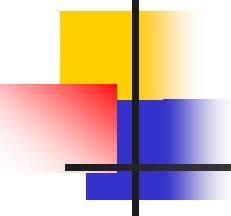
$M_{e\max}$ – Maximum engine torque, Nm

i_{hI} – Bottom gear ratio

Transmission's axis distance is about:

+ Passenger car: $A \sim 65 - 80$ mm

+ Truck: $A \sim 85 \sim 160$ mm



4.7 Setting gearbox length

The gearbox length is determined by length of details fixed on the countershaft, includes: Width of gears b (mm), width of synchronizers H (mm), width of bearings B (mm).

For automotive gearbox, it is determined by axis distance A :

Width of gear: $b = (0,19 - 0,23)A$ for normal gearbox

$b = (0,30 - 0,40)A$ for multigear gearbox

Width of bearing: $B = (0,25 - 0,28)A$ for passenger car

$B = (0,20 - 0,25)A$ for truck

Width of synchronizer: $H = (0,68 - 0,78)A$ for passenger car

$H = (0,40 - 0,55)A$ for truck

4.7 Setting gearbox length

| Kiểu hộp số | M _{max} (*) [Nm] | A [mm] | Hệ số k _a | b/A (**) | B/A (**) | H/A (**) | Tỷ số l/A |
|--------------|---------------------------|--------|----------------------|----------|----------|----------|-----------|
| Volga | 632 | 77 | 8,9 | 0,22 | 0,245 | 0,79 | 2,90 |
| Gaz-53 | 1800 | 110,63 | 9,1 | 0,19 | 0,19 | 0,58 | 2,22 |
| Zil-130 | 2900 | 123,25 | 8,6 | 0,22 | 0,20 | 0,48 | 3,00 |
| Iamz-236H | 4500 | 165,75 | 10,0 | 0,20 | 0,21 | 0,47 | 2,86 |
| Kamaz-14 | 4830 | 160 | 9,5 | 0,20 | 0,22 | 0,54 | 3,04 |
| Volvo-R61 | 3280*** | 160 | 10,8 | 0,21 | 0,25 | 0,39 | 2,08 |
| Fuller-RT915 | 2530*** | 148 | 10,8 | 0,17 | 0,16 | - | 2,38 |
| ZF-5S-110GP | 3160*** | 154 | 10,5 | 0,20 | 0,36 | 2,63 | 2,63 |

(*) Mô men lớn nhất ở trục thứ cấp hộp số chính;

(**) Tính giá trị trung bình;

*** Hộp số nhiều cấp, mô men ở trục thứ cấp của hộp số chính.

4.8 Setting number of teeth

In general we has the formula:

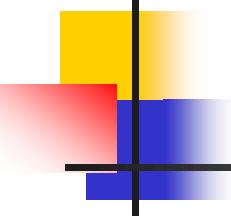
$$A = \frac{m_1(Z_1 + Z'_1)}{2 \cdot \cos \beta_1} = \frac{m_2(Z_2 + Z'_2)}{2 \cdot \cos \beta_2} = \frac{m_3(Z_3 + Z'_3)}{2 \cdot \cos \beta_3} = \dots$$

- ✓ $Z_1 - Z_2 - Z_3$: Number of teeth of drive gear I, II, III...
- ✓ $Z'_1 - Z'_2 - Z'_3$: Number of teeth og driven gear I, II, III...
- ✓ $m_1 - m_2 - m_3$: module of gear set, II, III...
- ✓ $\beta_1 - \beta_2 - \beta_3$: helix angle of gear set I, II, III,...
- Then we calculate the number of teeth of drive gear:

$$Z_1 = \frac{2A \cos \beta_1}{m(1 + i_{h1})}; Z_2 = \frac{2A \cos \beta_2}{m(1 + i_{h2})}; Z_3 = \frac{2A \cos \beta_3}{m(1 + i_{h3})}$$

- The number of teeth of driven gear:

$$Z'_1 = Z_1 \cdot i_{h1}; Z'_2 = Z_2 \cdot i_{h2}; Z'_3 = Z_3 \cdot i_{h3}$$



4.8 Setting number of teeth

In order to ensure the gearboxes work smoothly, it is recommended to select module m with small value, and helix angle β with great value.

+ Module $m = 2,25 - 3,0$ for passenger car

$m = 3,50 - 5,0$ for truck

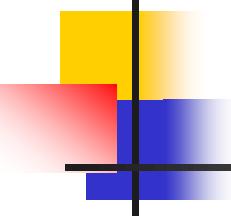
High value for heavy truck and gradually reduces toward top gear.

Select $m = 5$ only for heavy truck and number of teeth of drive gear < 14 .

+ Helix angle $\beta = 22^\circ - 34^\circ$ for passenger car

$\beta = 18^\circ - 26^\circ$ for truck

Lower values for lower gear ratios to reduce axial forces.



4.8 Setting number of teeth

For three-axle gearbox, every gear ratio needs two gearsets. One of them is used for all gear ratios (except the direct gear), we call **the “constant” gear**.

When dividing the gear ratio for this gearset, it should have a value small enough to ensure longevity and to allow the number of drive gear teeth of bottom gear ratio not too small.

By experience, the number of teeth of drive gear of the bottom gear ratio is:

$$Z_1 = 17 - 15 \text{ for passenger car } (i_{hI} = 3,5 - 3,8)$$

$$Z_1 = 16 - 12 \text{ for truck } (i_{hI} = 6 - 8)$$

Value of $Z_1 = 12 - 13$ is used only for high bottom gear ratio and high module.

4.8 Setting number of teeth

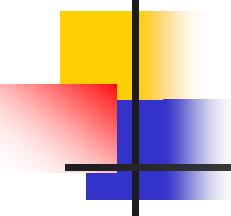
After selecting the number of teeth of the drive gear of the constant gear, it is easy to count the gear ratio i_{g1} of the bottom gear ratio. Then determine the gear ratio of other gear sets.

$$\begin{cases} i_a = \frac{i_{h1}}{i_{g1}} \\ i_{hk} = \frac{i_{hk}}{i_a} \end{cases}$$

Where: i_a – gear ratio of the constant gear;

i_{h1} – gear ratio of the 1st gear,

i_{hk} – gear ratio of the kth gear,



5. Technical design

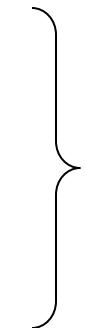
5.1 Design of components

Design of Gear

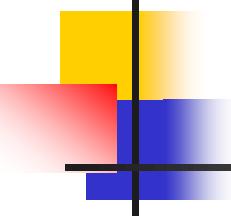
Shaft

Bearing

Case



See reference books



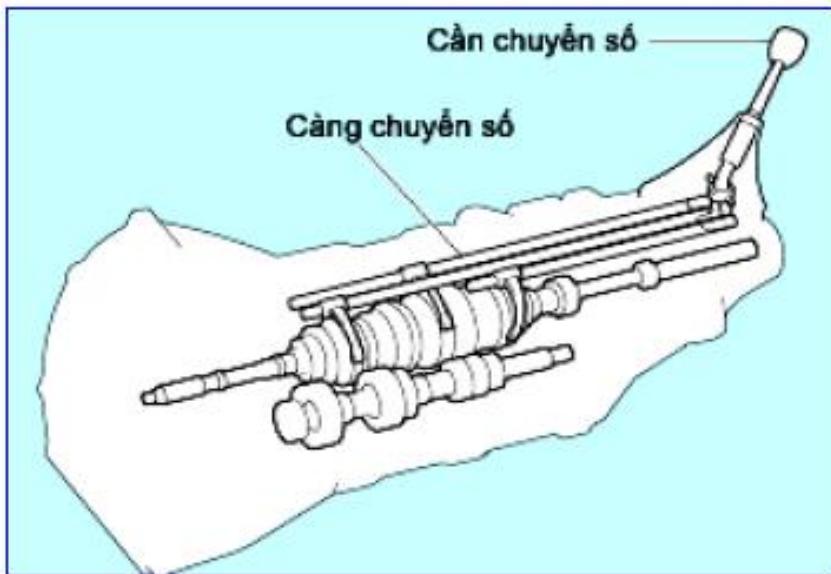
5.2 Design of Gear shift lever

Control mechanism is characteristic of cars, because the process of shifting numbers is done when the car is moving. (Other gearboxes can shift gears when in a stop state, for example conveyors)

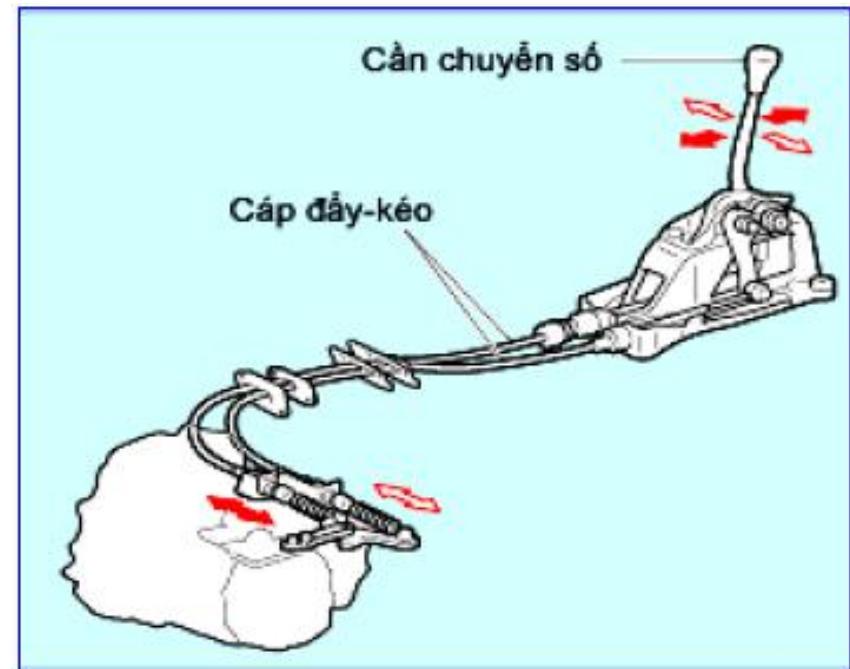
Requirements:

- + The gear shift is smooth, no impact.
- + Accurately during the gear shift process, keep the correct number while working stably.
- + Safety: There are many gears, but only one gear is shifted at a time.
- + Force and journey of shift gear is suitable.

5.2 Design of Gear shift lever

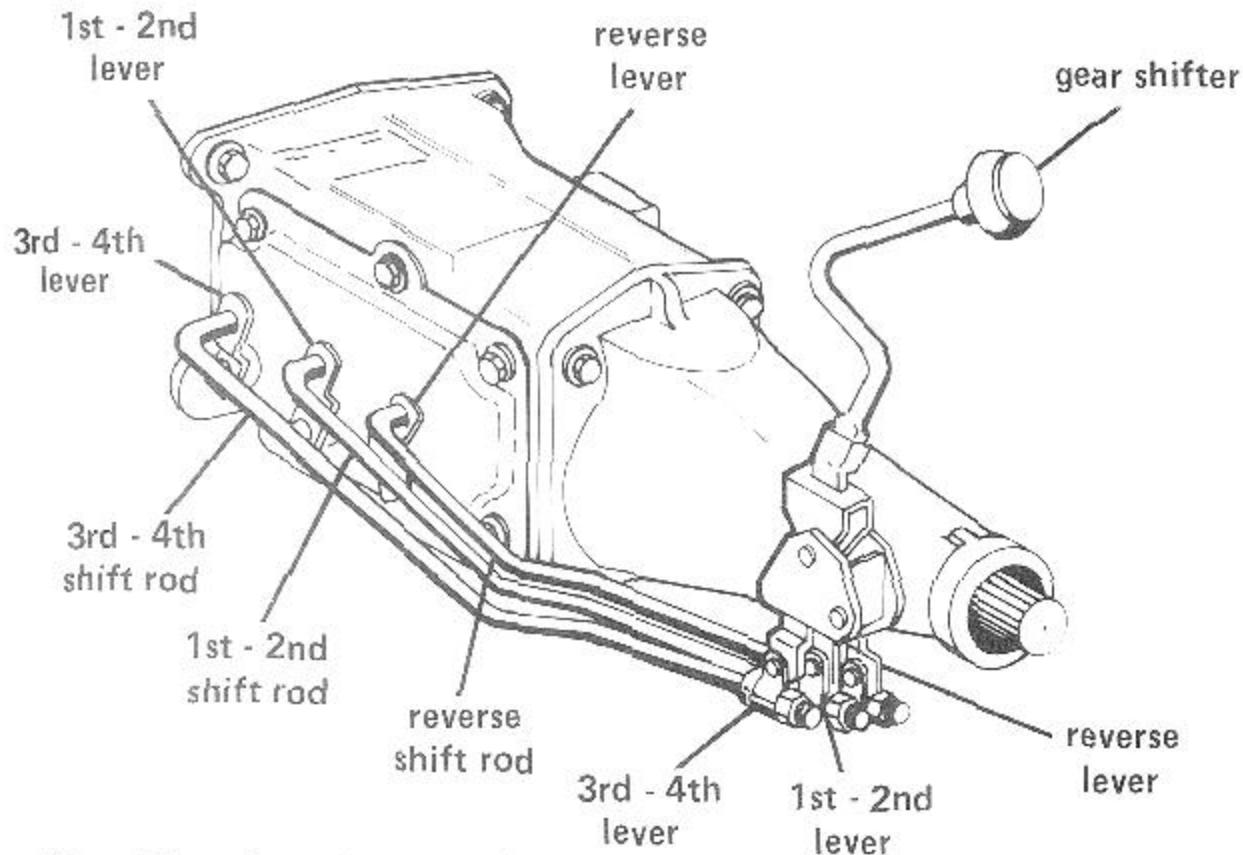


Direct shift



Indirect shift

5.2 Design of Gear shift lever



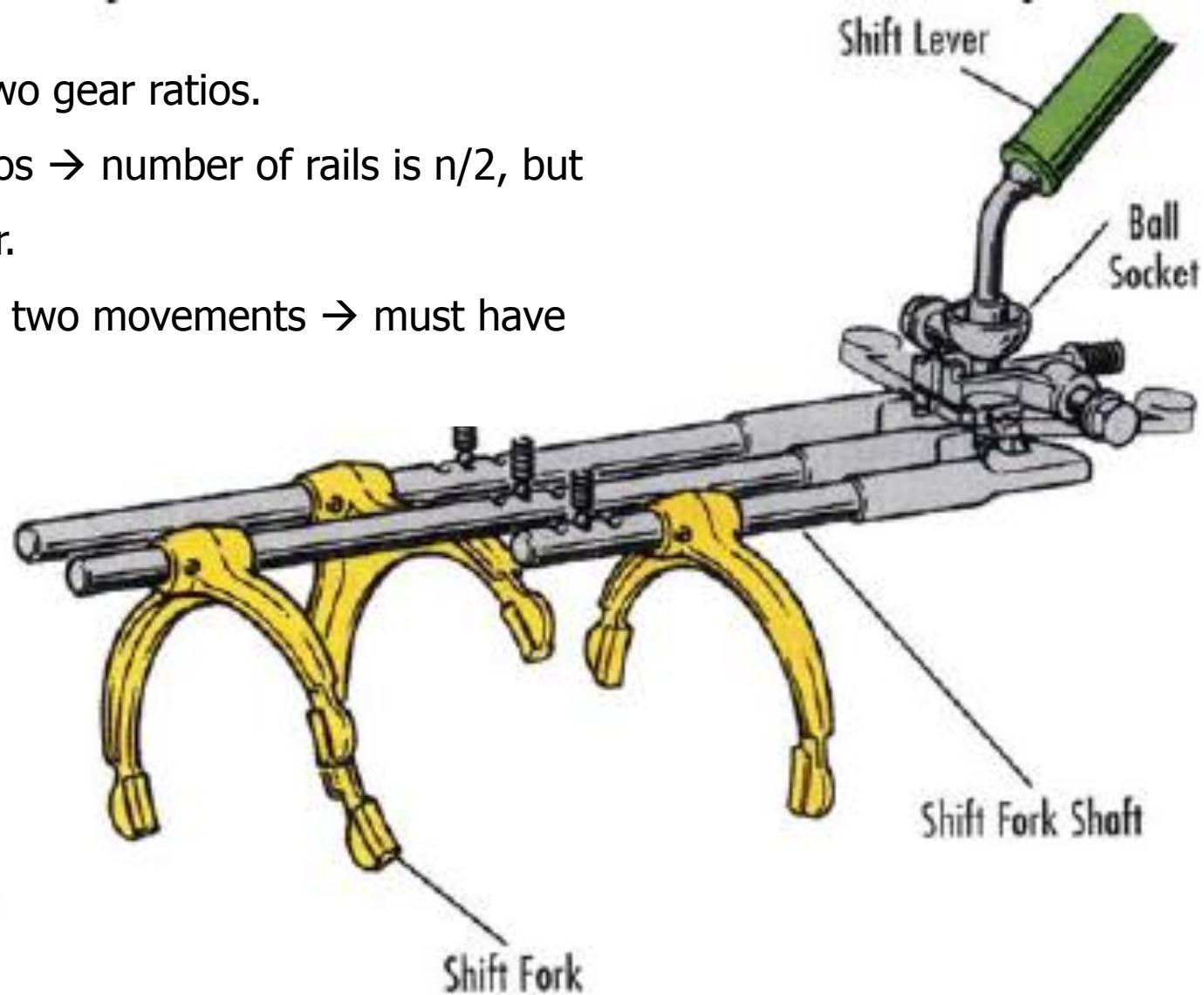
The shifter for a four-speed manual transmission has three levers that connect to the three levers on the transmission.

5.2 Design of Gear shift lever

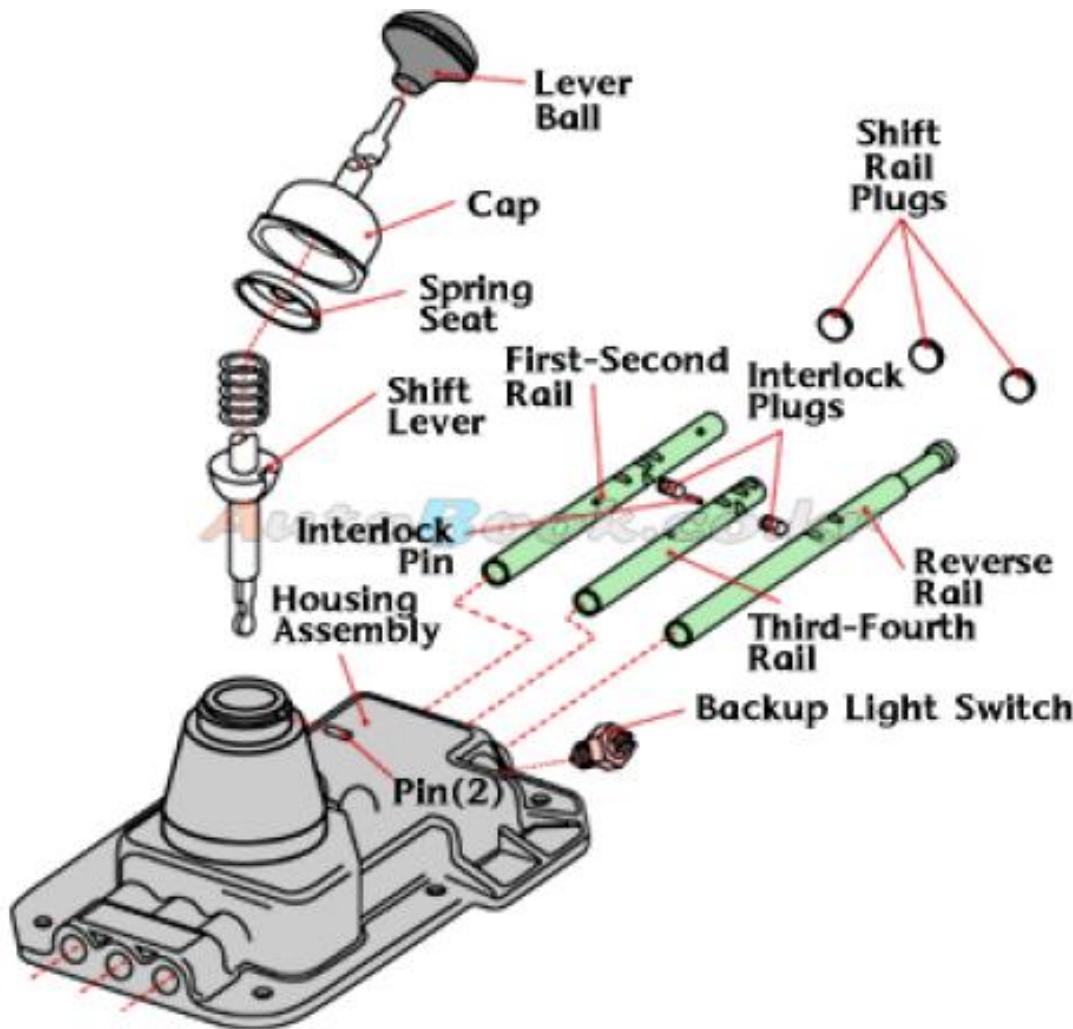
One rail controls two gear ratios.

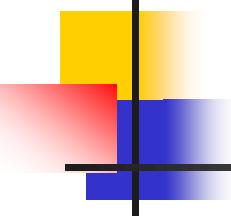
If have n gear ratios \rightarrow number of rails is $n/2$, but only one shift lever.

The shift lever has two movements \rightarrow must have ball socket.



5.2 Design of Gear shift lever





5.3 Synchronizer design

When shifting, if the active angular velocity ω_1 is different from the passive angular velocity ω_2 , the impact occurs.

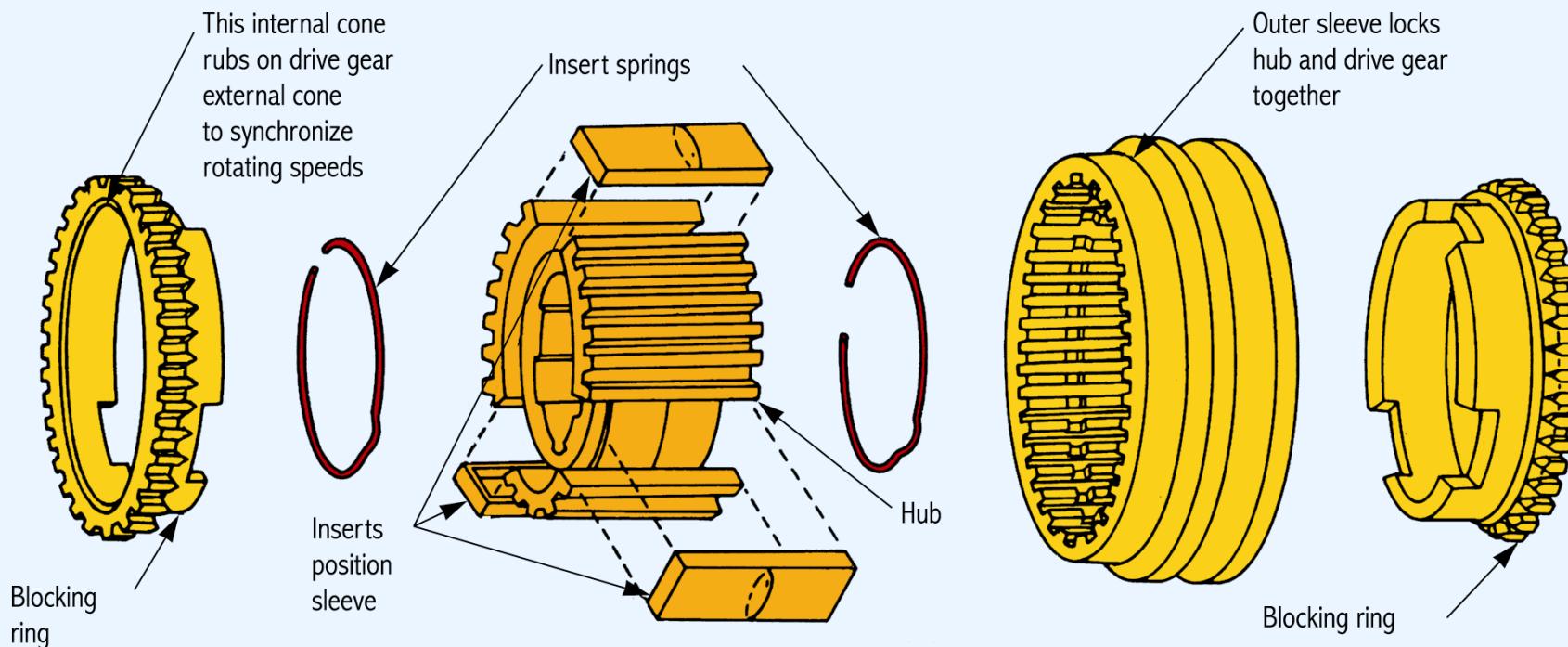
The synchronizer is a special device, allows shifting only if $\omega_1 = \omega_2$.

Synchromesh devices use conical clutch to equalize the input and output rotating member of the gearbox when the process of gear changing is taking place.

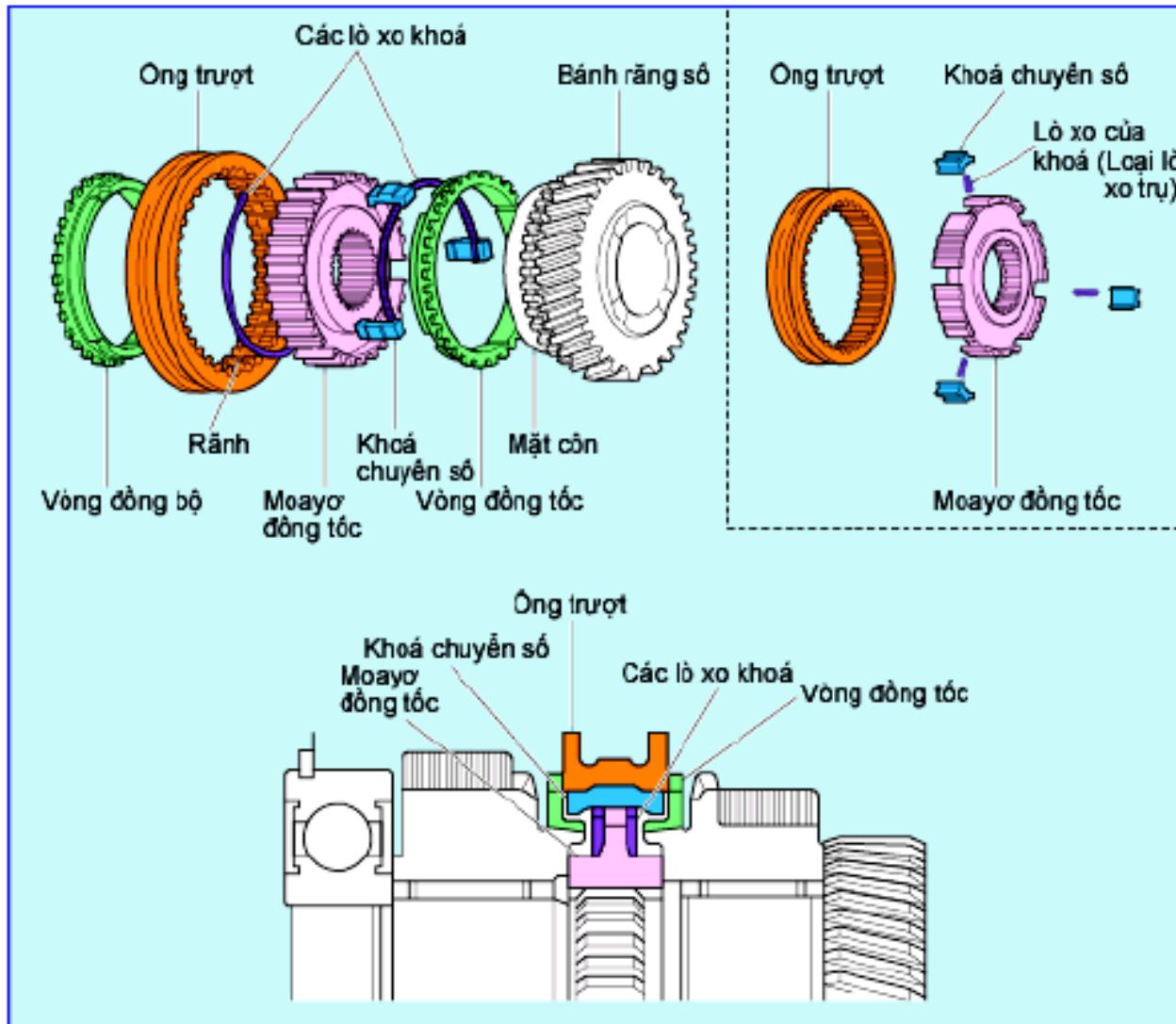
There are different types:

1. Ring synchronizer (passenger car).
2. Pin synchronizer (heavy truck).

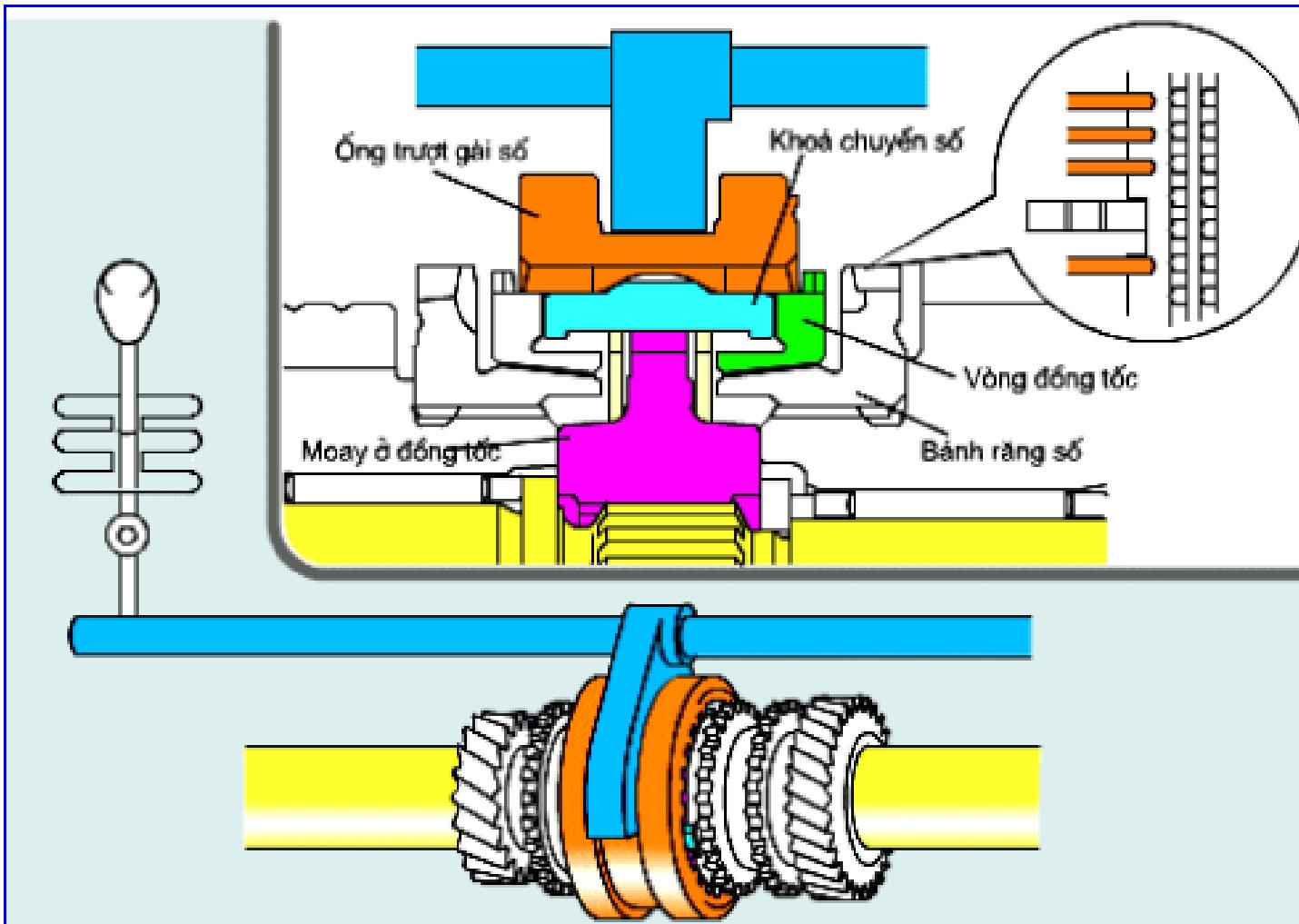
5.3 Synchronizer design



5.3 Synchronizer design

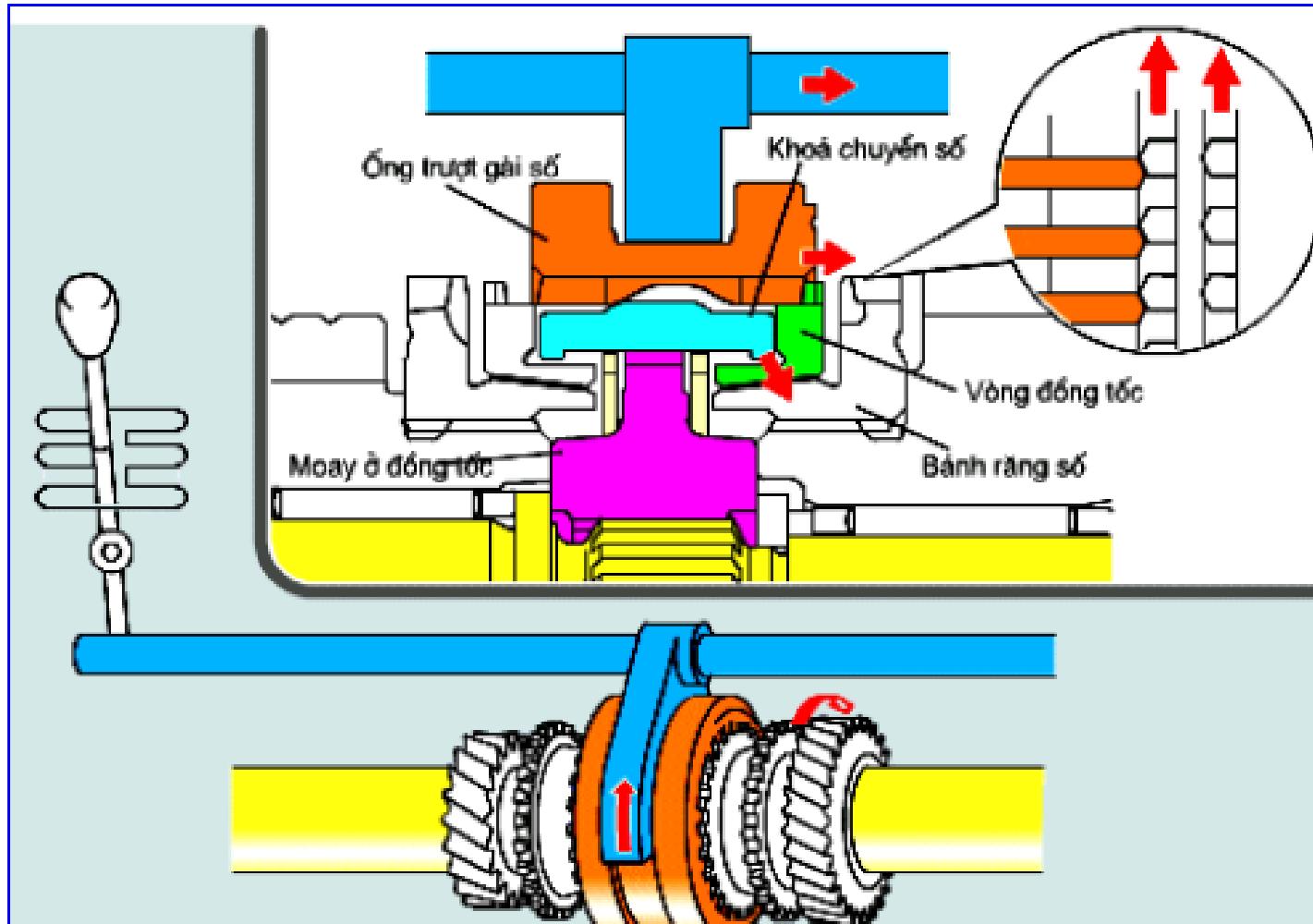


5.3 Synchronizer design



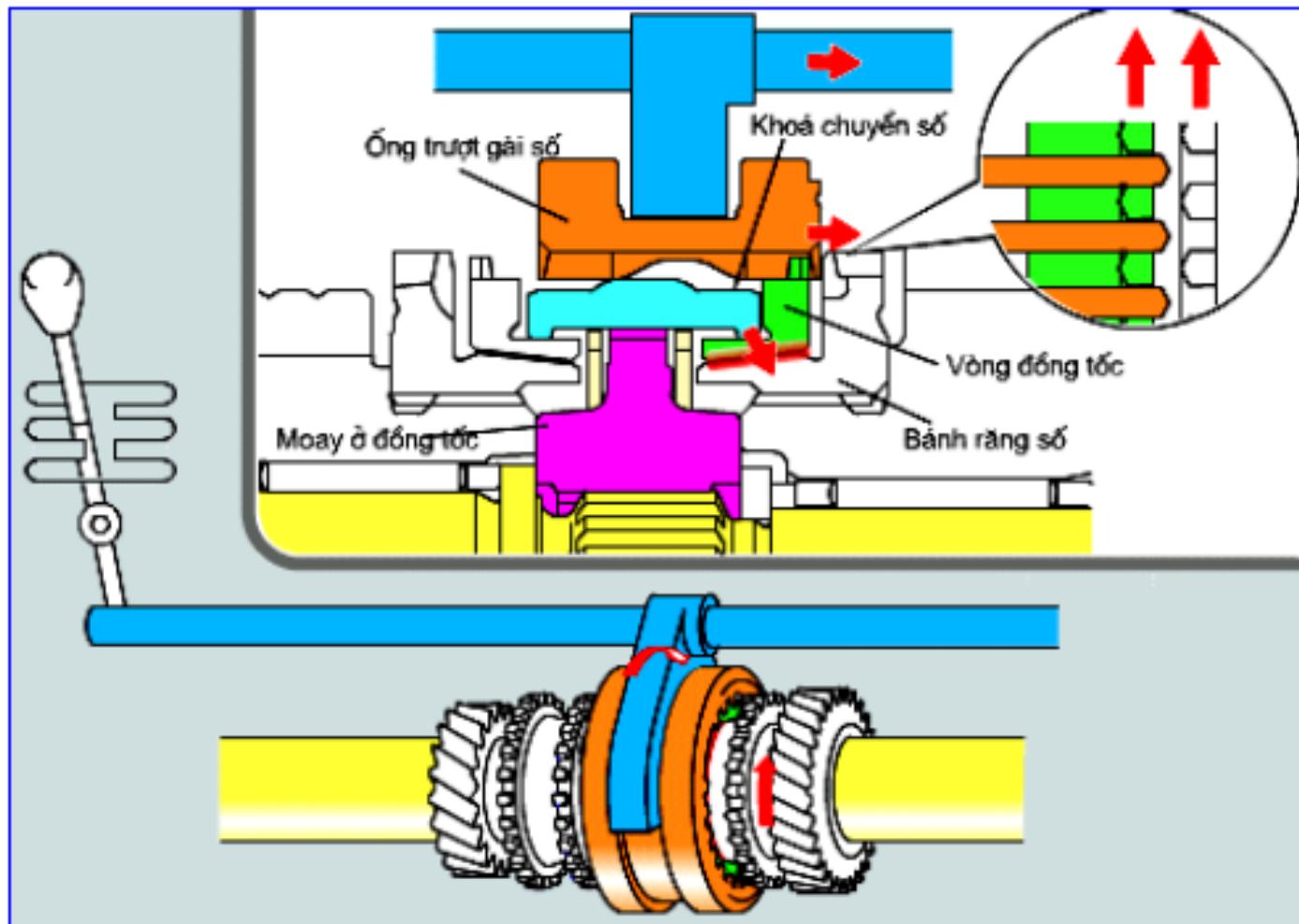
Neutral position

5.3 Synchronizer design



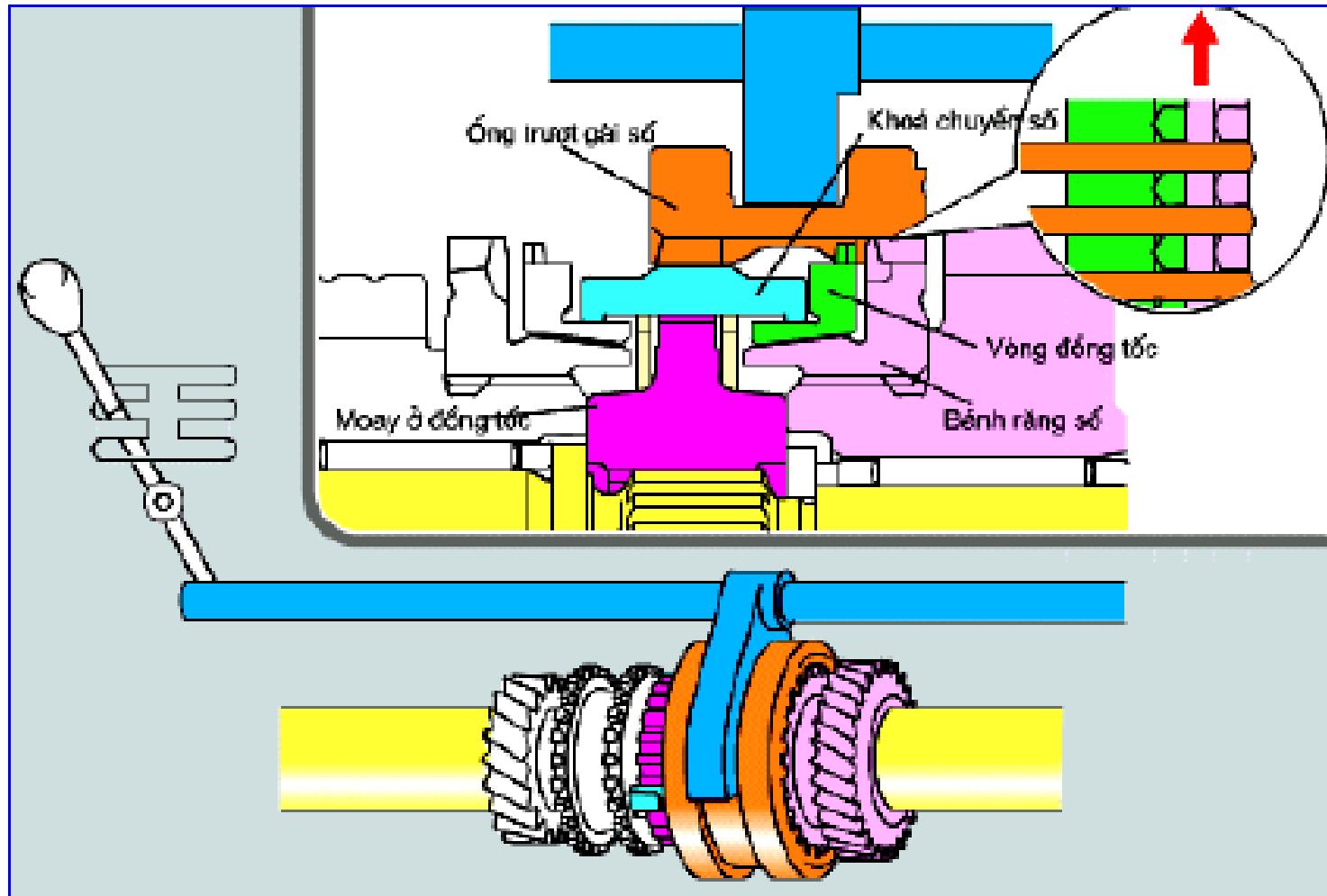
Start to synchronize

5.3 Synchronizer design



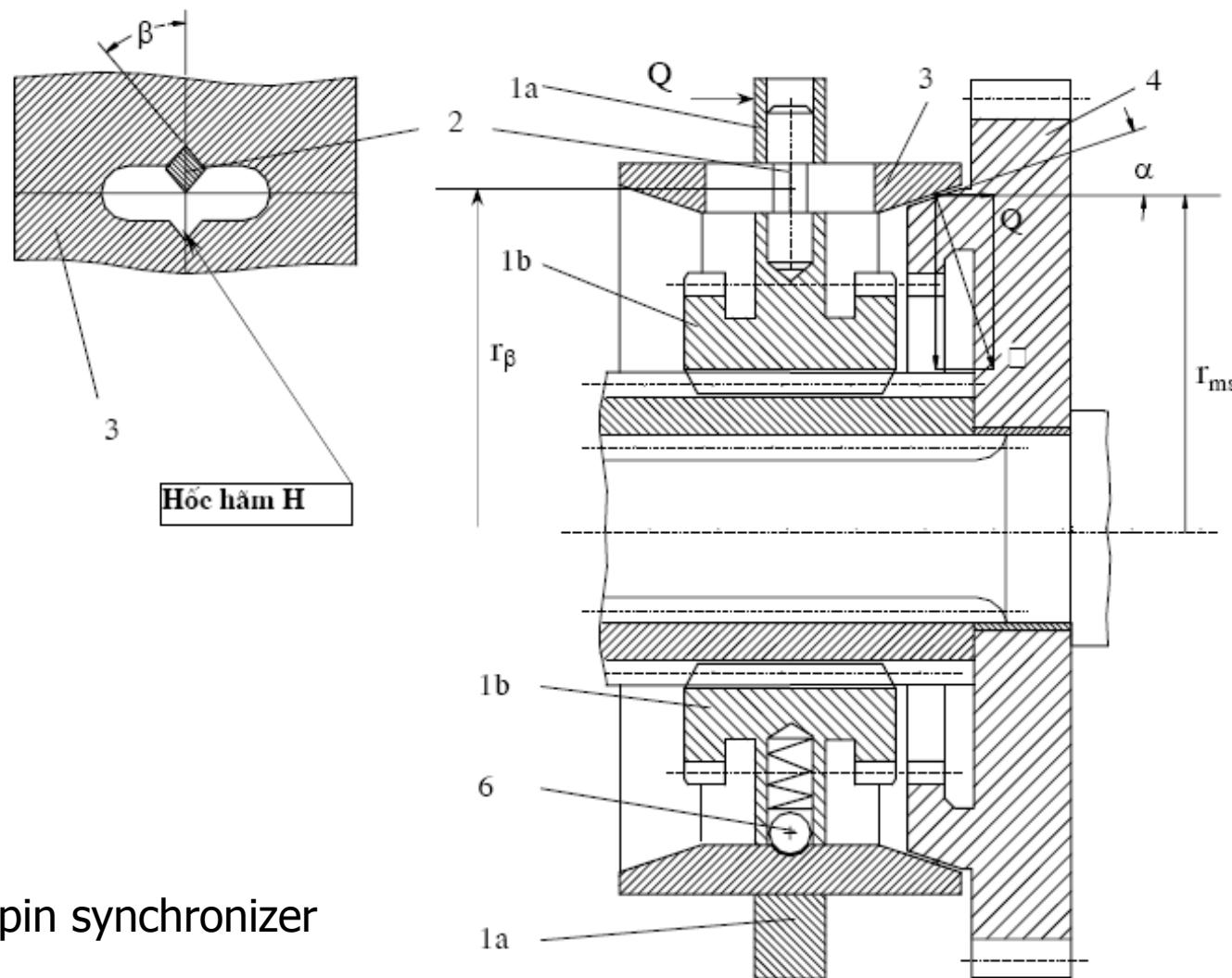
In the middle of synchronization

5.3 Synchronizer design



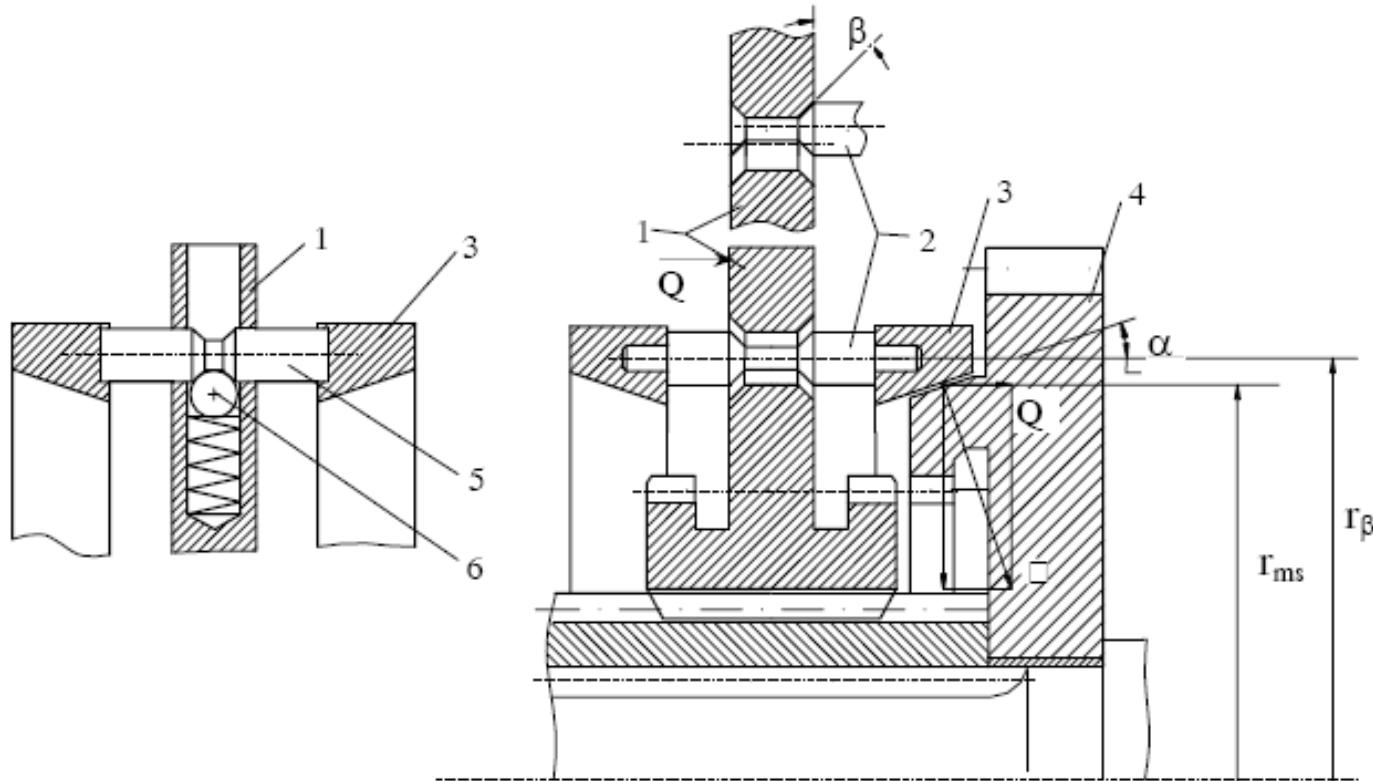
End of synchronization

5.3 Synchronizer design



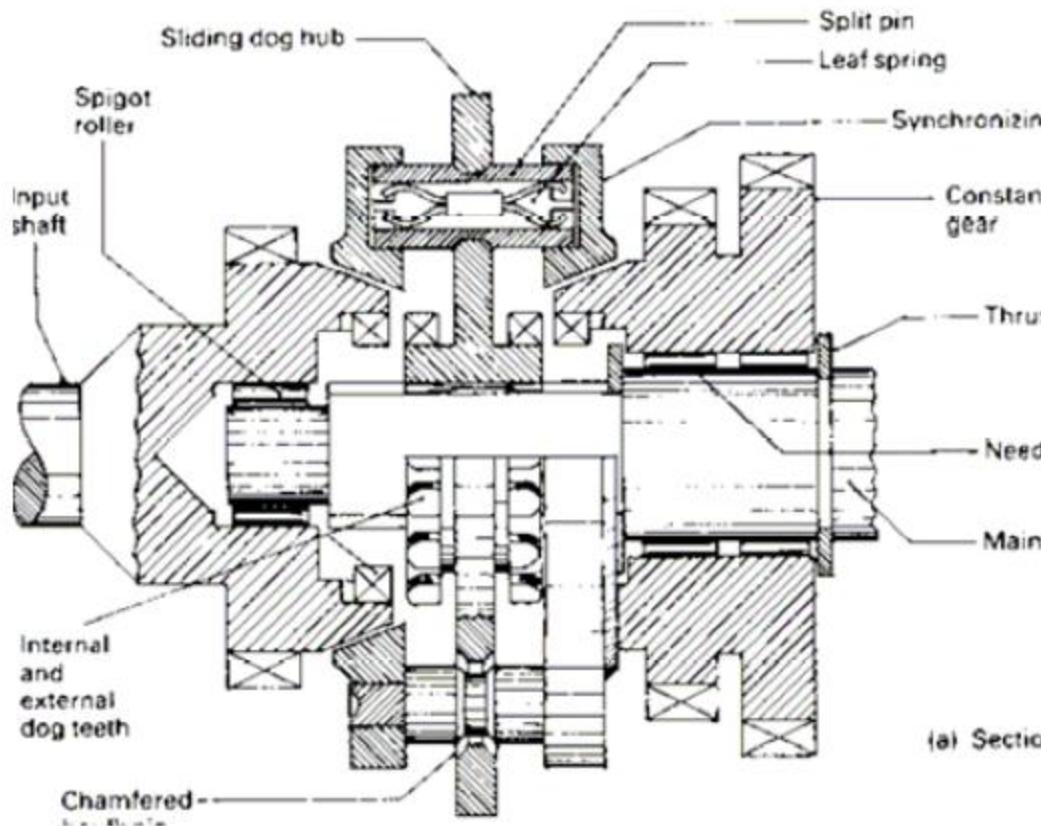
Baulk pin synchronizer

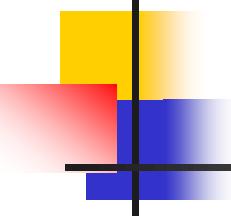
5.3 Synchronizer design



Baulk pin synchronizer

5.3 Synchronizer design





5.3 Synchronizer design

Determine the basic parameters of the synchronizer:

- + Moment of friction.
- + Friction radius.
- + Width of friction surface.
- + Force control.
- + Specific sliding power.

5.3 Synchronizer design

Moment of friction:

$$M_{ms} = J_{\Sigma} i_k^2 \frac{\Delta\omega}{t_c}$$

J_{Σ} : Mô-men quán tính của bánh răng già số và của tất cả các khối lượng chuyển động quay trong hộp số có quan hệ động học trực sơ cấp hộp số (thường là trực ly hợp); được qui đổi về trục sơ cấp, [kgm^2];

i_k : Tỷ số truyền thứ k của hộp số tương ứng với chế độ tính toán của đồng tốc (tính từ trục sơ cấp đến bánh răng già số cần tính toán);

$\Delta\omega$: Chênh lệch tốc độ giữa bánh răng già số và bộ đồng tốc, [rad/s] ;

t_c : Thời gian làm đồng đều tốc độ giữa bộ đồng tốc và bánh răng già số, [s].

5.3 Synchronizer design

☞ Thời gian t_c đặc trưng cho tính hiệu quả của bộ đồng tốc. Thời gian t_c càng nhỏ quá trình làm đồng đều tốc độ càng nhanh. Tuy nhiên, nếu t_c nhỏ quá, theo (4-35) mô-men ma sát yêu cầu sẽ lớn, đòi hỏi kích thước của bộ đồng tốc phải lớn; làm cho kích thước chung của hộp số trở nên lớn và không kềnh. Trong tính toán, t_c được chọn theo kinh nghiệm, phụ thuộc vào chủng loại xe và tùy theo nhóm số truyền cao hay số truyền thấp :

+ Đối với ôtô du lịch : $t_c = 0,15 \div 0,30$ [s] cho các số cao;

$t_c = 0,50 \div 0,80$ [s] cho số thấp;

+ Đối với ôtô tải và khách : $t_c = 0,30 \div 0,80$ [s] cho các số cao;

$t_c = 1,00 \div 1,50$ [s] cho các số thấp;

5.3 Synchronizer design

☞ Chênh lệch tốc độ góc $\Delta\omega$ phụ thuộc vào tỷ số truyền vừa nhả số $i_{k\pm 1}$ và tỷ số truyền sắp gài số i_k . Trong tính toán thiết kế đồng tốc, chênh lệch tốc độ góc của hai số truyền kề nhau $\Delta\omega$ được xác định từ tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu sang số ω_{eo} :

$$\Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_k} - \frac{1}{i_{k\pm 1}} \right|$$

$i_{k\pm 1}$: Tỷ số truyền tính từ trục sơ cấp đến trục bộ đồng tốc của hộp số ứng với số truyền vừa nhả số (*để tiến hành gài số thứ i_k*);

ω_{eo} : Tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu chuyển số, [rad/s]. Giá trị này được xác định theo kinh nghiệm như :

5.3 Synchronizer design

Tốc độ góc động cơ $\omega_{eo} [rad/s]$ khi bắt đầu sang số.

| Chế độ sang số | Động cơ xăng (Carbuarator) | | Động cơ Diesel |
|-------------------------------------|----------------------------|--|----------------------------|
| | Xe du lịch | Xe tải và khách | |
| Từ số thấp lên số cao | $(0,6 \div 0,7)\omega_N$ | $(0,7 \div 0,8)\omega_N$ và $\geq \omega_M$ | $(0,75 \div 0,85)\omega_N$ |
| Từ số cao về số thấp | $(0,4 \div 0,5)\omega_N$ | $(0,5 \div 0,6)\omega_N$, và $\geq \omega_M$ | $(0,9 \div 1,0)\omega_M$ |

Trong đó : ω_N , ω_M tương ứng là tốc độ góc của động cơ ứng với công suất cực đại, mô-men cực đại của động cơ.

5.3 Synchronizer design

- ☞ Mô-men quán tính khối lượng qui dẫn J_{Σ} được xác định tuỳ thuộc sơ đồ động học cụ thể của hộp số và vị trí bố trí bộ đồng tốc.
- Với hộp số ba trục, bộ đồng tốc bố trí trên trục thứ cấp, công thức tính J_{Σ} cùng với $\Delta\omega$ và i_k được xác định như sau :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\Sigma} = J_1 + J_2 i_a^{-2} + \sum_{j=1}^m J_{zj} i_j^{-2} + J_l i_l^{-2} \\ \Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_h} - \frac{1}{i_{h\pm 1}} \right| \\ i_k = i_h \end{array} \right.$$

J_1 : Mô men quán tính khối lượng của trục sơ cấp hộp số (thường chính là trục ly hợp) và tất cả các chi tiết nối với trục (như đĩa bi động ly hợp), [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

J_2 : Mô men quán tính khối lượng của trục trung gian và tất cả các chi tiết gắn trên trục trung gian, [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

i_a : Tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp của hộp số;

J_{zj} : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng bị động (*quay tròn trên trục thứ cấp đồng thời ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian*) của cặp bánh răng già số thứ j, [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

i_j : Tỷ số truyền của hộp số ứng với cặp bánh răng già số thứ j;

j : Chỉ số để chỉ bánh răng quay tròn thứ j trên trục thứ cấp;

m : Số lượng bánh răng quay tròn trên trục thứ cấp (thường xuyên ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian);

J_l : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng số lùi có quan hệ động học thường xuyên với bánh răng trên trục trung gian cùng với các khối lượng quay theo khác qui dẫn về trục của nó, [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

i_l : Tỷ số truyền của các bánh răng số lùi; tính từ trục sơ cấp hộp số đến bánh răng số lùi thường xuyên có quan hệ động học với bánh răng trên trục trung gian;

5.3 Synchronizer design

Friction radius

Nếu gọi R_{ms} là bán kính trung bình của vành côn ma sát bộ đồng tốc, thì mô men ma sát được tạo ra do lực ép Q tác dụng lên đới bề mặt ma sát của đồng tốc được xác định bằng :

$$M_{ms} = \frac{Q \cdot \mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha} \quad \longrightarrow \quad R_{ms} = \frac{M_{ms} \cdot \sin \alpha}{Q \cdot \mu}$$

Q : Lực ép tác dụng theo chiều trực lên đới $\mu \approx 0,06$ ma sát, [N];

μ : Hệ số ma sát giữa đới bề mặt ma sát;

α : Góc côn của đới bề mặt ma sát

R_{ms} : Bán kính trung bình của đới bề mặt ma sát, [m];

5.3 Synchronizer design

Khi góc côn α càng nhỏ, mô-men ma sát M_{ms} do lực Q tạo ra càng lớn và như vậy có lợi cho việc gài số. Nghĩa là lái xe chỉ cần tác dụng một lực nhỏ lên cần điều khiển (P) cũng đủ để tạo ra mô-men ma sát cần thiết nhằm làm đồng đều nhanh chóng tốc độ cho bộ đồng tốc. Tuy vậy, góc côn α không được nhỏ hơn góc ma sát của đai bề mặt ma sát để bảo đảm cho các mặt côn dễ dàng thoát khỏi nhau khi nhả số. Với vật liệu của đai bề mặt ma sát là đồng thau thì góc côn α tốt nhất là $6 \div 7^{\circ}$.

5.3 Synchronizer design

Pressing Force

Quan hệ giữa lực ép Q và lực trên cần điều khiển P được xác định thông qua tỷ số truyền từ cần điều khiển đến cần gạt đồng tốc như sau :

$$Q = P i_{dk} \cdot \eta_{dk}$$

P : Lực danh nghĩa tác dụng lên cần điều khiển,

$P = 60$ [N] đối với xe du lịch và xe buýt;

$P = 100$ [N] đối với xe tải;

i_{dk} : Tỷ số truyền các đòn điều khiển, trong tính toán có thể lấy $i_{dk} = 1,5 \div 2,5$;

η_{dk} : Hiệu suất của cơ cấu điều khiển; có thể chọn $\eta_{dk} = 0,85 \div 0,95$;

5.3 Synchronizer design

Mô men ma sát M_{ms} hình thành ở vành côn ma sát của đồng tốc sẽ thông qua các chốt hãm (*hoặc vành răng hãm*), tác dụng ngược lên các bề mặt nghiêng góc β (*còn gọi là mặt hãm*) các lực vòng P' và lực chiều trực Q' được xác định theo mô men ma sát M_{ms} và góc nghiêng β như sau :

5.3 Synchronizer design

Phản lực chiều trực Q' tác dụng ngược lên bộ phận nối có chiều ngược với chiều lực gài số Q . Với một giá trị nhất định của mô men ma sát M_{ms} (*ứng với một lực gài Q*) thì giá trị của phản lực Q' phụ thuộc vào góc nghiêng β . Khi thiết kế, góc nghiêng β chỉ cần đủ nhỏ để bảo đảm sao cho $Q' \geq Q$ nhằm hãm và giữ không cho ống nối dịch chuyển khi các bề mặt ma sát chưa đồng đều tốc độ. Nếu góc nghiêng β nhỏ quá sẽ cản trở sự di chuyển của ống nối đi vào gài số khi đồng tốc đã đồng đều tốc độ.

Từ điều kiện $Q' \geq Q$,

$$\frac{Q \cdot \mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha \cdot R_\beta \cdot \tan \beta} \geq Q \quad \text{hay} \quad \frac{\mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha \cdot R_\beta} \geq \tan \beta$$

$$R_\beta \approx (0,75 \div 1,25) R_{ms}.$$

5.3 Synchronizer design

Width of Friction Surface

Chiều rộng bề mặt vành côn ma sát của đồng tốc sẽ có kích thước đủ lớn sao cho áp lực pháp sinh ra trên bề mặt không lớn quá nhằm bảo đảm tuổi thọ cần thiết cho bề mặt vành ma sát của đồng tốc.

Do góc nghiêng của vành côn ma sát nhỏ ($\alpha \approx 6 \div 7^\circ$) nên có thể xem chiều rộng bề mặt vành côn ma sát như là chiều dài hình trụ có đường kính bằng $2R_{ms}$.

Gọi p_N là áp lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt trụ thì ta có thể viết mômen ma sát tác dụng lên bề mặt bằng:

$$M_{ms} = (\pi \cdot 2 \cdot R_{ms} \cdot b_{ms} \cdot p_N) \cdot \mu \cdot R_{ms}$$



$$b_{ms} \geq \frac{M_{ms}}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot [p_N] \cdot R_{ms}^2}$$

$[p_N]$: Giá trị áp suất pháp tuyến cho phép tác dụng lên bề mặt côn ma sát.

Với vật liệu của vành côn ma sát thường được làm bằng đồng thau và được bôi trơn bằng dầu trong cac-te của hộp số thì giá trị áp suất làm việc cho phép nằm trong khoảng $[p_N] \approx (1,0 \div 1,5) [\text{MN/m}^2]$.

5.3 Synchronizer design

Specific Sliding Power

Công trượt riêng của đồng tốc được đánh giá bởi công trượt của đôi bề mặt vành ma sát trên một đơn vị diện tích của vành ma sát như sau:

$$l_r = \frac{L_{ms}}{2\pi R_{bx} b_{ms}}$$

L_{ms} : Công trượt do ma sát trượt của đôi bề mặt ma sát đồng tốc [J]. Công trượt L_{ms} có thể được xác định theo công thức đề xuất của giáo sư Griskevich như sau:

$$L_{ms} = M_{ms} \cdot (\Delta\omega \pm \varepsilon_c \cdot t_c) \cdot \frac{t_c}{2}$$

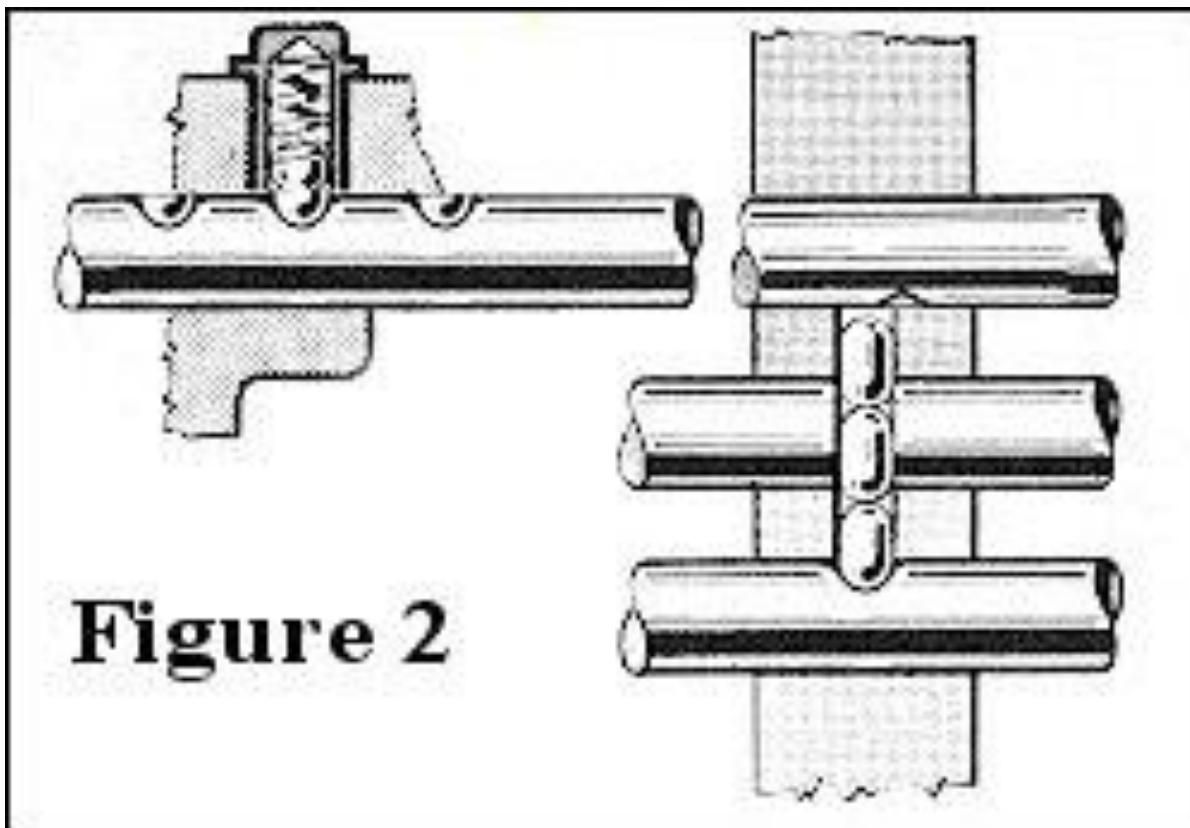
+ Đối với xe con, tải và khách cở nhỏ : $l_r \leq 100$ [KJ/m²]

+ Đối với tải và khách trung bình : $l_r \leq 200$ [KJ/m²]

+ Đối với tải lớn và cực lớn : $l_r \leq 500$ [KJ/m²]

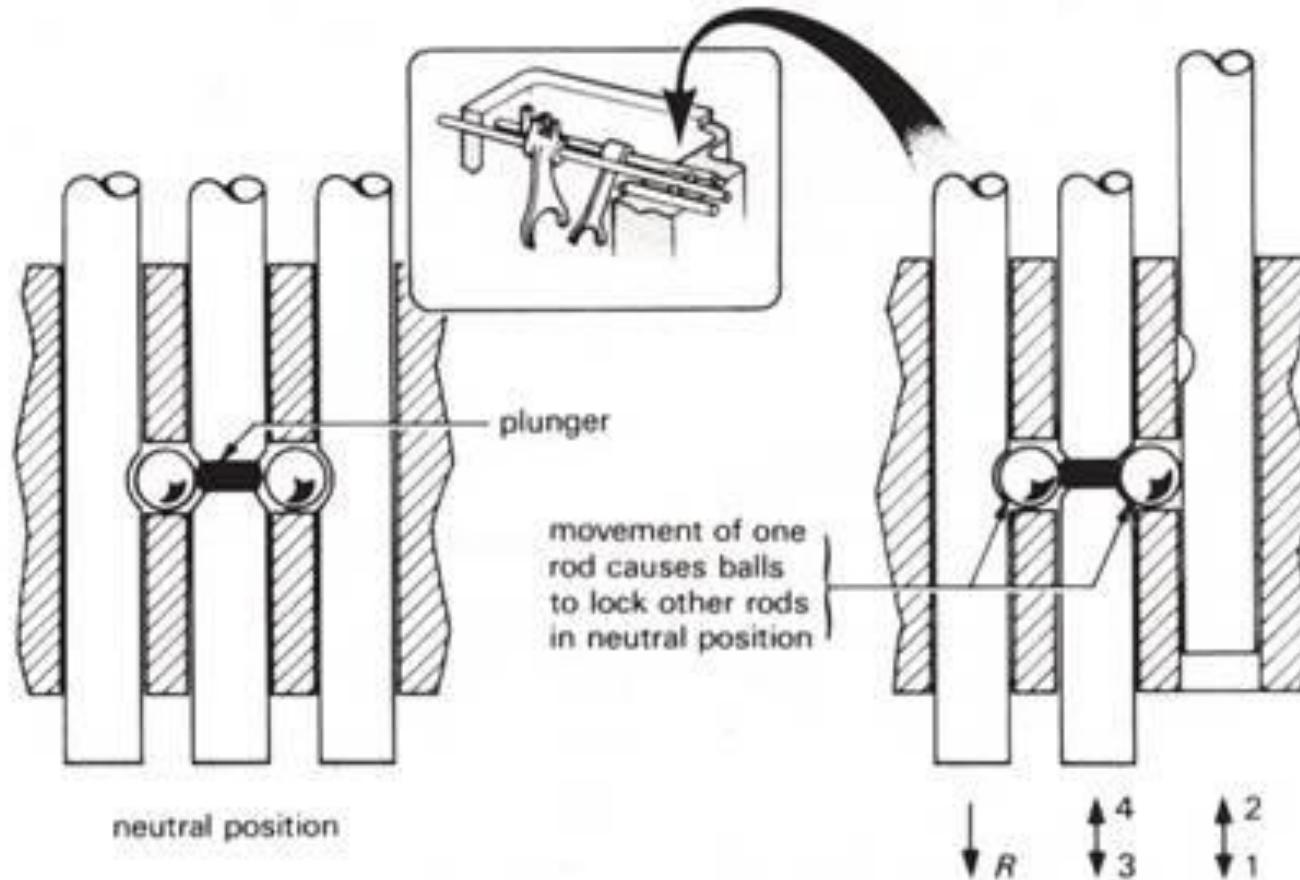
5.4 Positioning Mechanism

- Ensure accurate when gearshift.
- After gearshift, keep the selected gear stability.

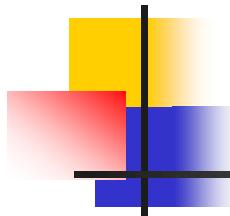


5.5 Interlock device

- Security: Only one gear is engaged at the same time.



(b) Ball and plunger type of interlocking mechanism prevents two gears engaging at the same time



End of Chapter 4



Chapter 5

Drive Axle Design

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT

- 2020 -

Drive axle design follows these steps:

1. Working conditions

2. Requirements

- Technical requirements
- Special requirements
- General requirements

3. Design plan

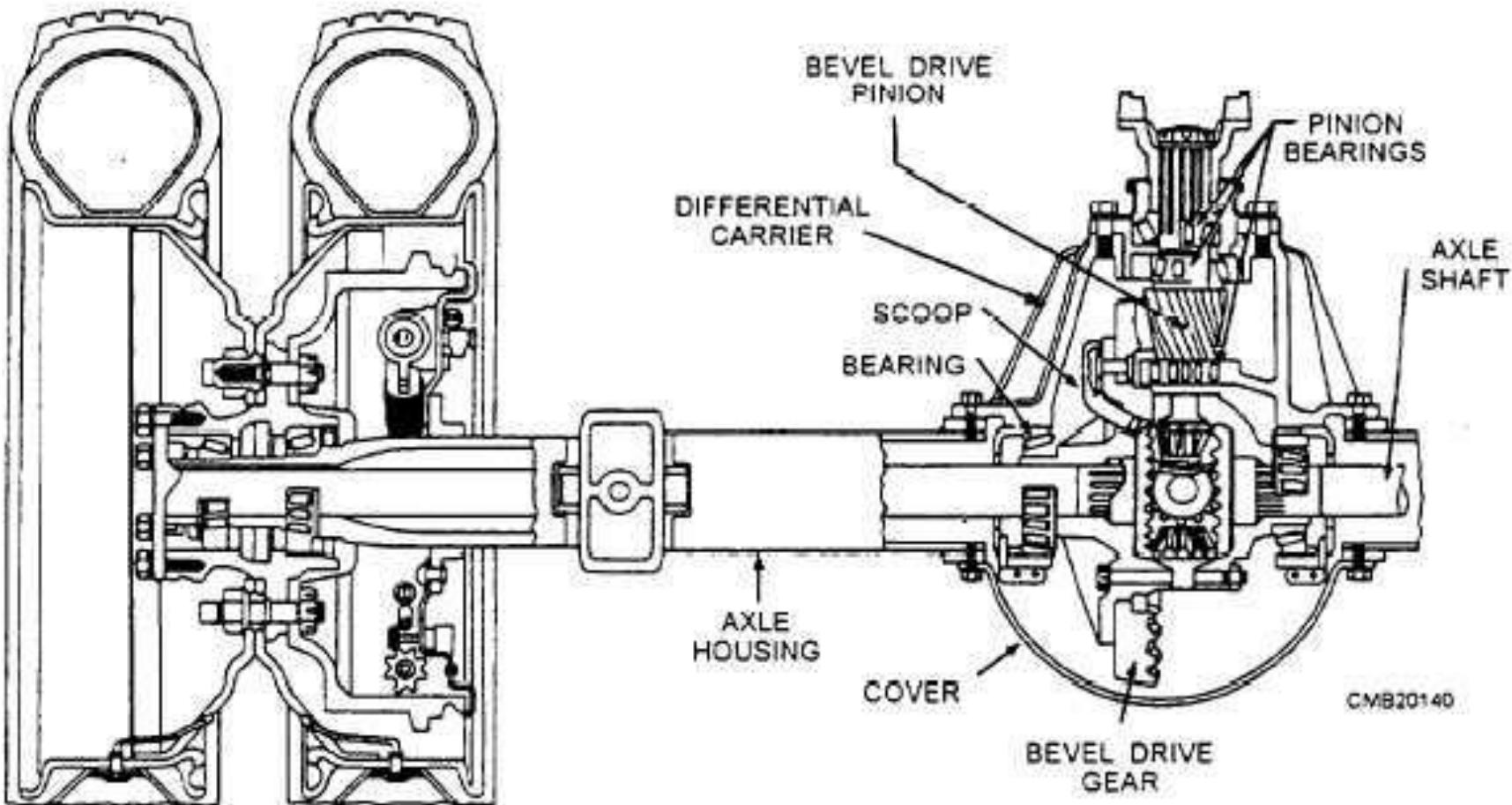
- Final drive
- Differential
- Axle

4. Layout design

5. Technical design

- Final drive design
- Differential design
- Axle design
- Axle housing design

General

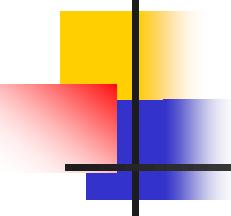


Rear axle assembly

1. Working conditions

- Drive axles are in the powertrain, which is responsible for transmitting the engine torque to the drive wheel and vice versa → Consider $M_{e\max}$
- The torque to each component in the drivetrain is different (clutch < gearbox < drive axle).
- Select calculation load:

$$\left. \begin{array}{l} M_{e\max} \\ n_{e\max} \end{array} \right\} \xrightarrow[i_h]{\text{Clutch, Gearbox}} \text{Drive axle: } M_{tt} = M_{e\max} \times i_{hI}$$



2. Requirements



1. Technical requirements:

- Can transmit the torque out of the gearbox ($M_{e\max} \times i_h$) to the drive wheel.
- Can transmit the torque at right angle to axle.
- Differentiates speed of the both side wheels at turning.

2. Special requirements:

- Carries the weight of the vehicle.

3. General requirements:

Small dimension, low weight, strong, low price, easy to make, ...

3. Design plan

Drive axle is a part of the powertrain → The selection is based on the general layout of the powertrain.

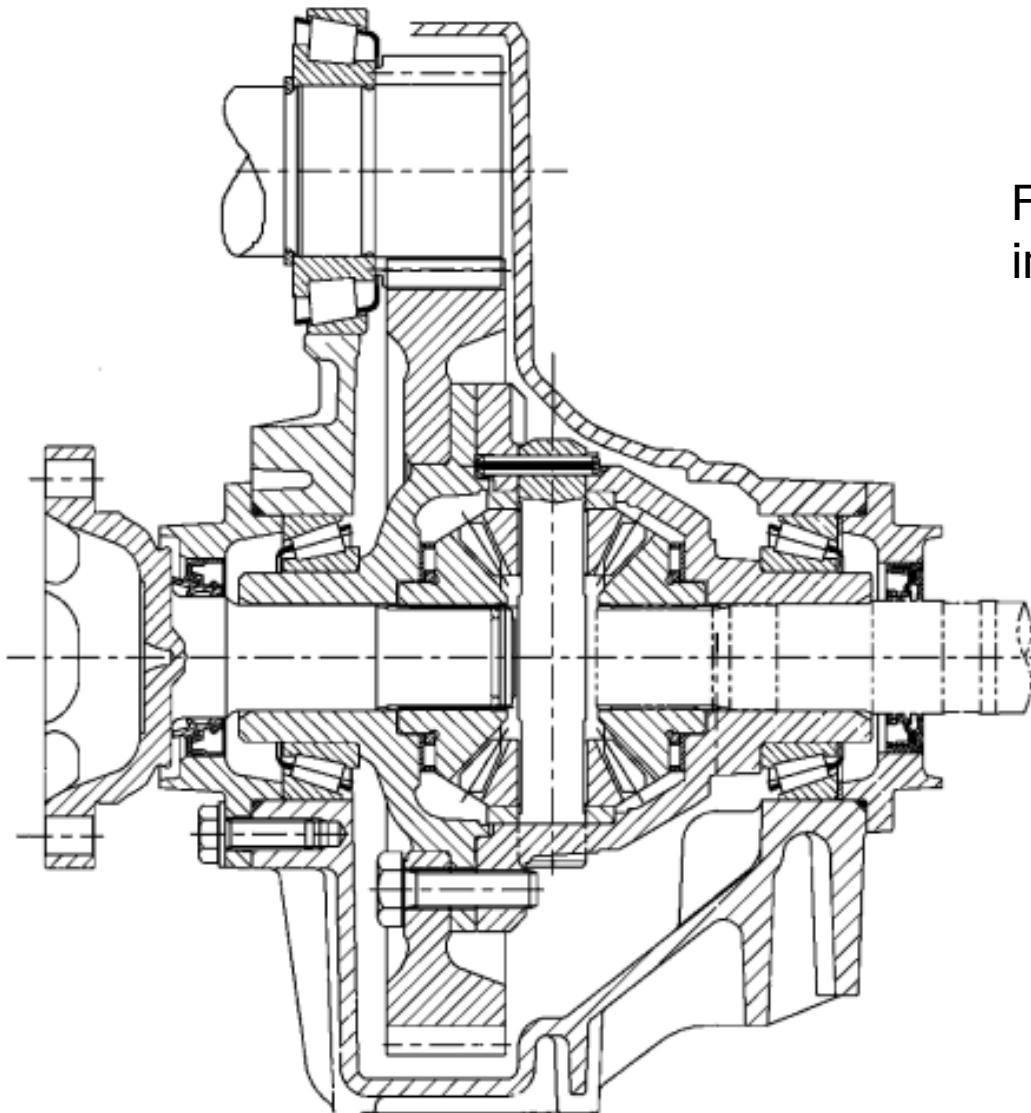
+ FF, RR layout: Final drive = Helical gear.

- Special requirement: No need to consider.
- Redirecting torque flow: No need to consider.
- Low load
→ The design is very convenient and simple.

+ FR layout: Must identify three components:

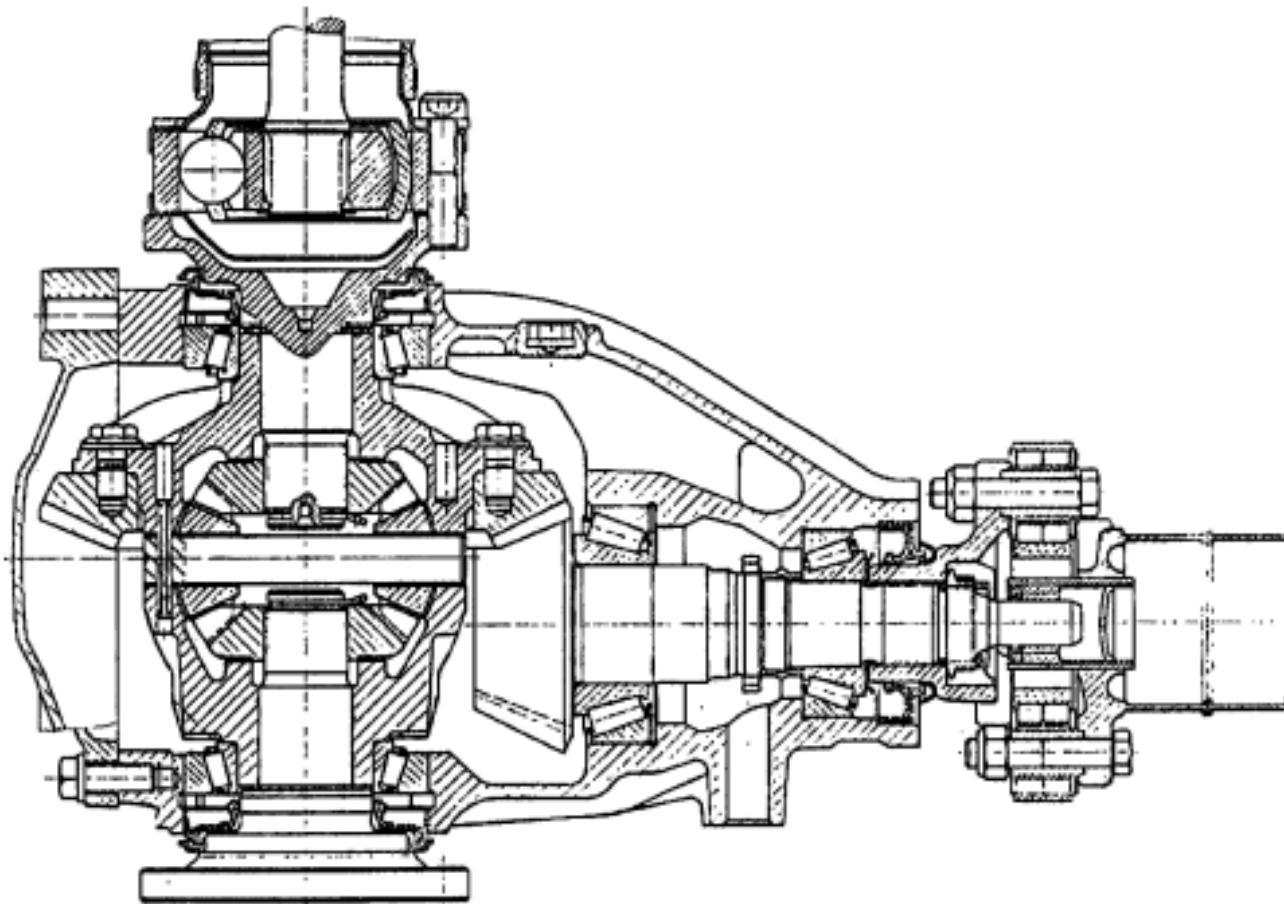
- Final drive
- Differential
- Half-axle

3. Design plan



Final drive and differential
in FF layout

3. Design plan



Final drive and differential in FR layout

3a. Final drive

The final drive must:

- Provides a fixed reduction between the speed of the drive shaft and the axle driving the wheels with the ratio i_0
- Change the direction of the power transmitted by the drive shaft through 90° to the driving axles.

$$i_0 = \frac{2\pi \cdot r_{bx} \cdot n_{e\max}}{60 \cdot i_{hn} \cdot i_{pc} \cdot v_{\max}}$$

where:

- + i_{hn} : top gear ratio of the transmission
- + i_{pc} : gear ratio of the transfer case
- + $n_{e\max}$: highest engine revolution

For passenger car: $i_0 = 3 \sim 5$

For truck: $i_0 = 5 \sim 11$

3a. Final drive



- **If $i_o \leq 5$:** The final gear includes one set of bevel gear.



Spur bevel gear (light truck)

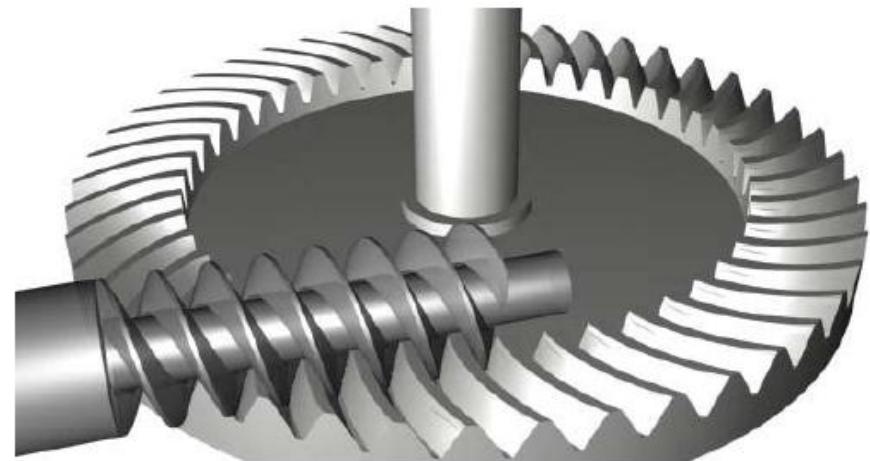


Spiral bevel gear: Increasing gear life and reduce noise

3a. Final drive



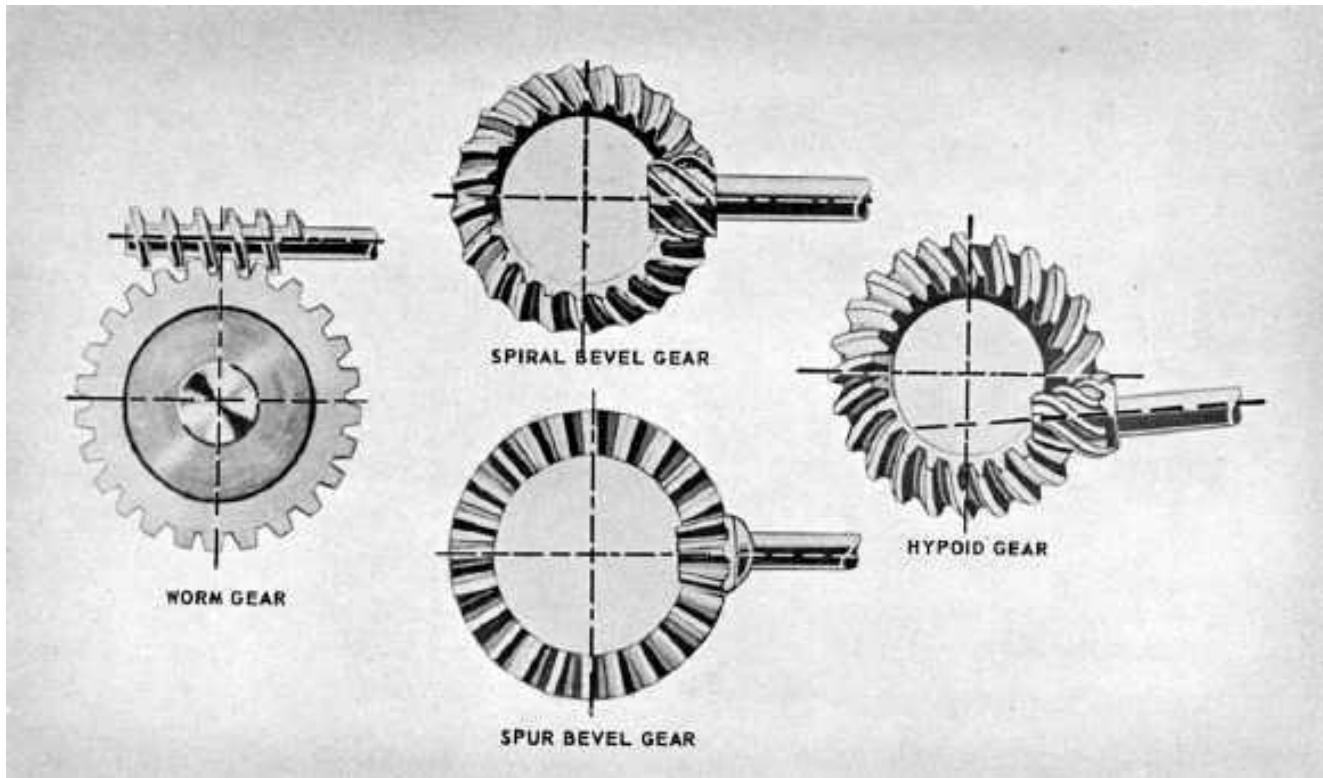
Hypoid gear



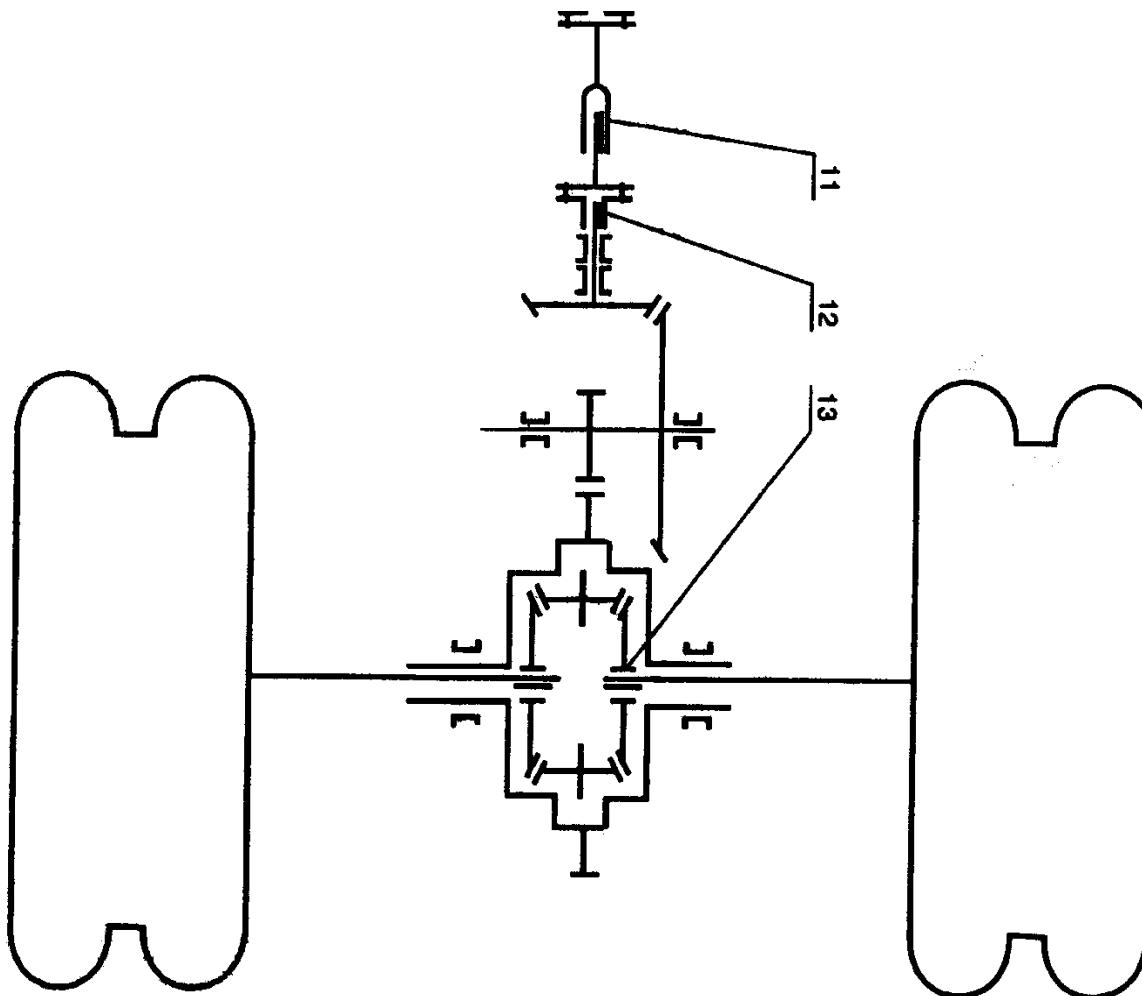
Worm gear

3a. Final drive

- Spur bevel gear: Low ratio (< 5), impact effect.
- Worm gear: Has great ratio ($20 \sim 40$) and very smooth. However has high friction → low efficiency, heavy wear, poor lifetime → rarely use in cars.
- Hipoid gear: Most popular.



3a. Final drive

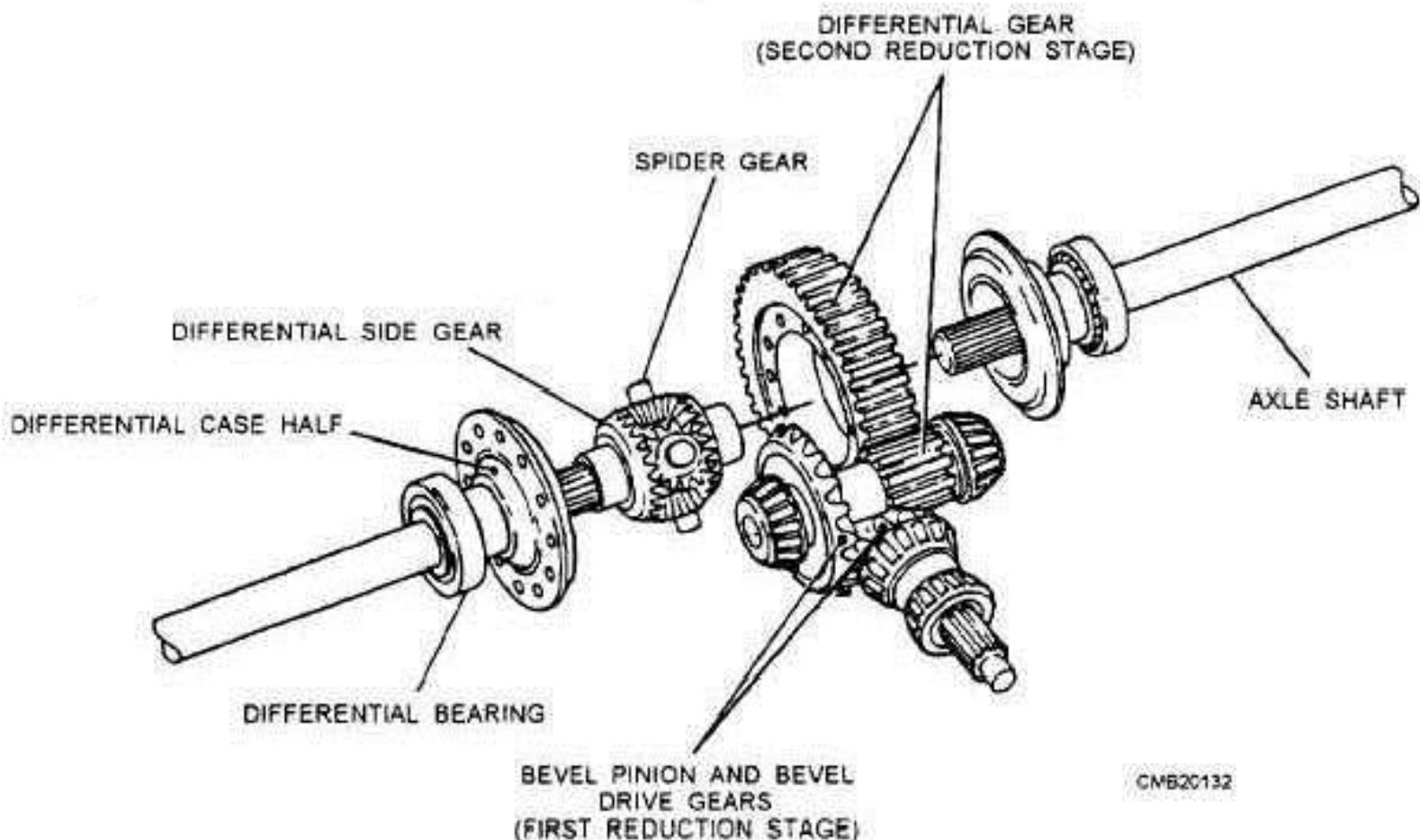


- **If $i_o > 5$:** The final drive includes two gear sets $i_o = i_{o1} \times i_{o2}$

If the second gearset is ahead of the differential:
Double-reduction.

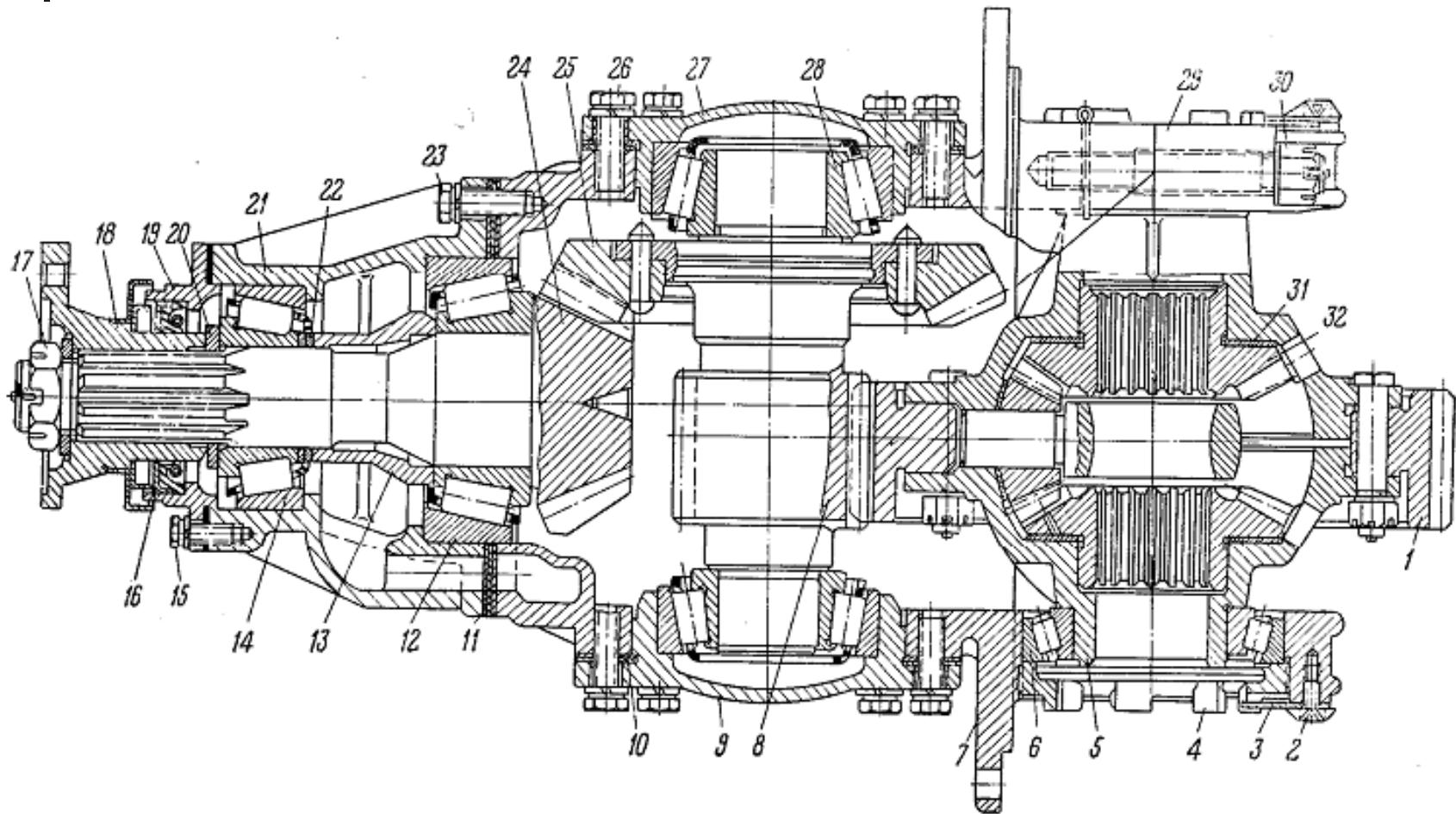
If the second gearset is behind of differential:
 single gear reduction +
last reduction.

3a. Final drive

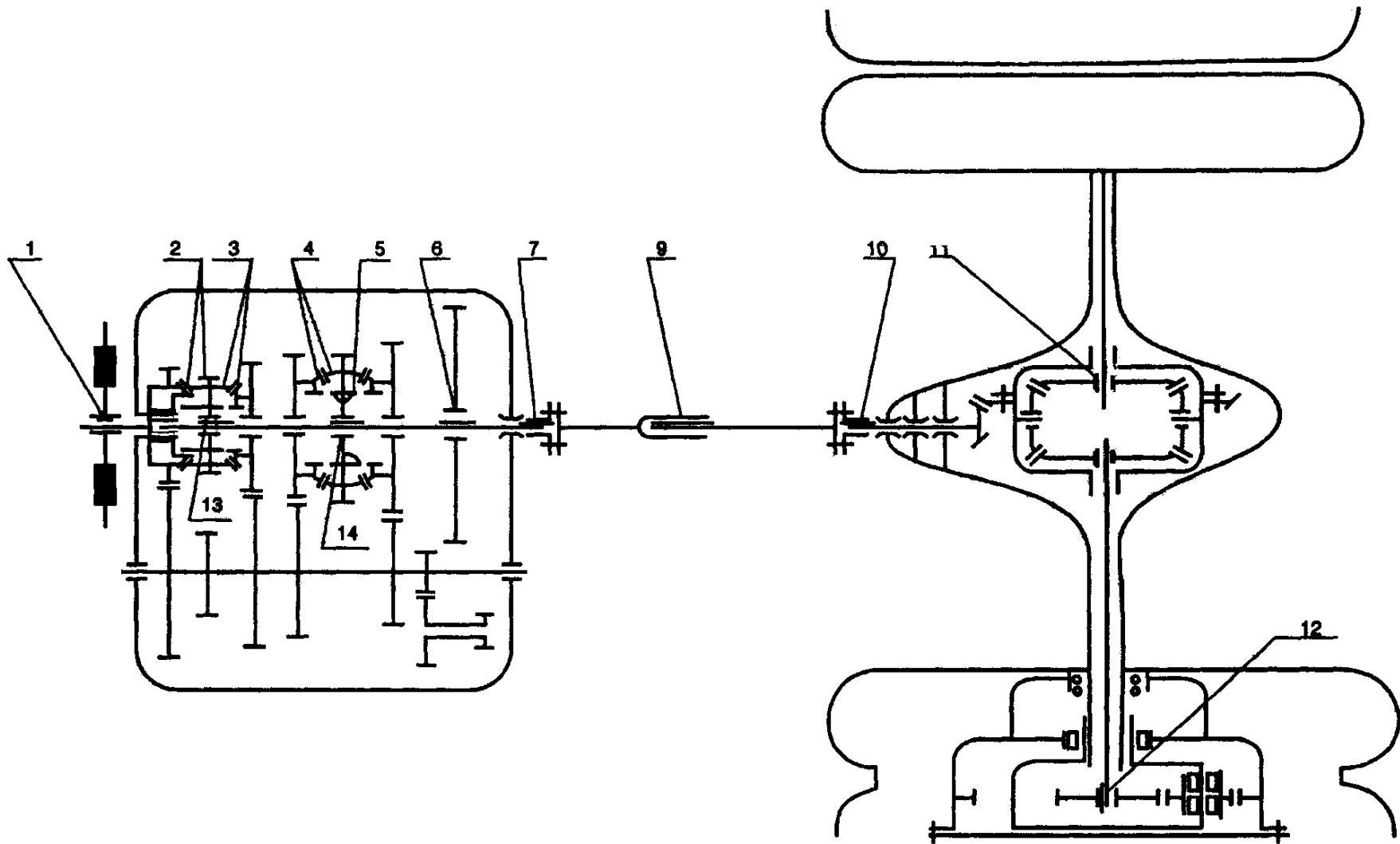


CMB20132

3a. Final drive



Double reduction: Spiral bevel gear + Helical gear

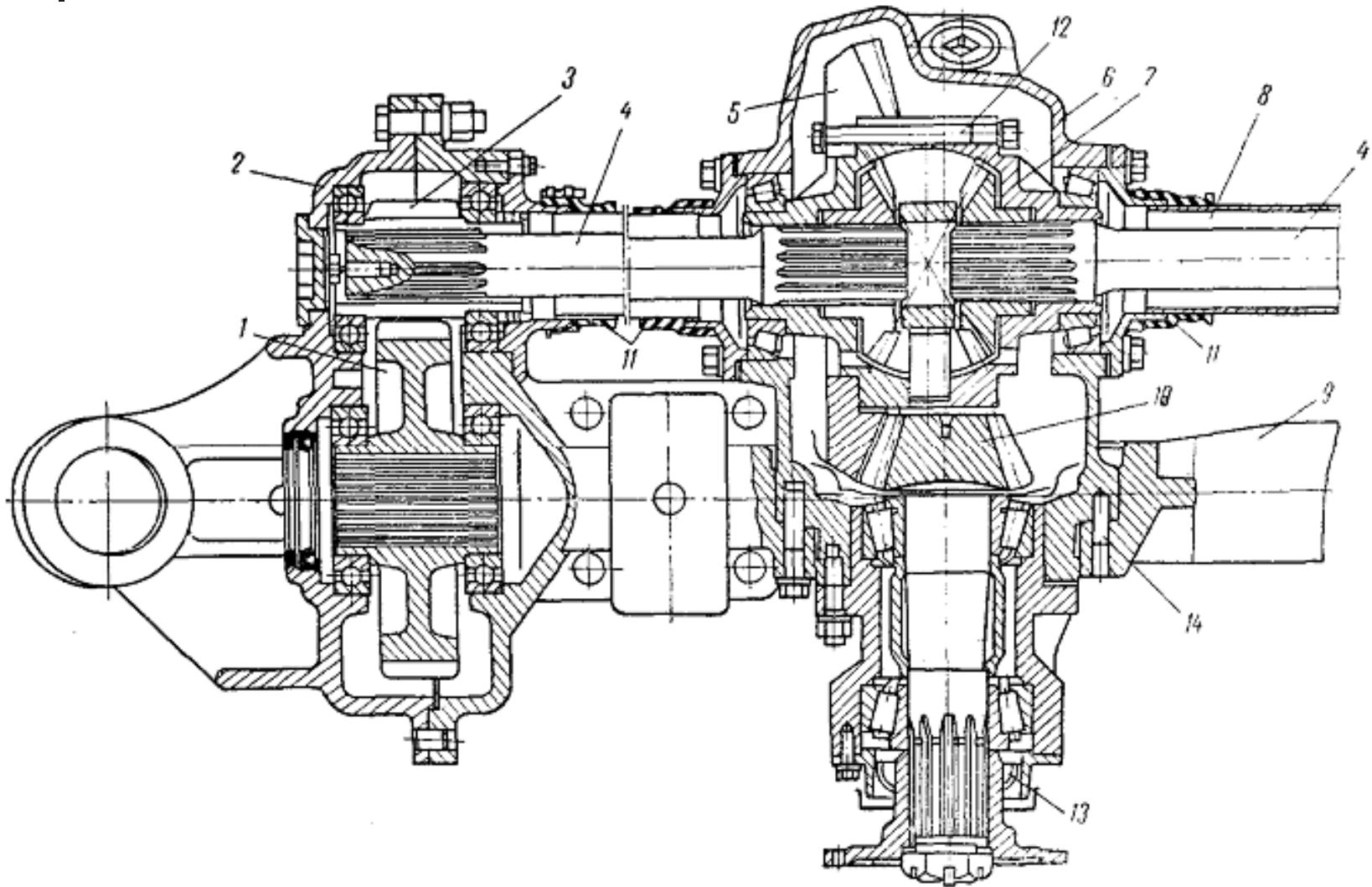


Hình PL3.13: Xe tải ZIL – 130

Tỷ số truyền hộp số: 7,45 – 4,10 – 2,29 – 1,47 – 1,0 ; lùi 7,09

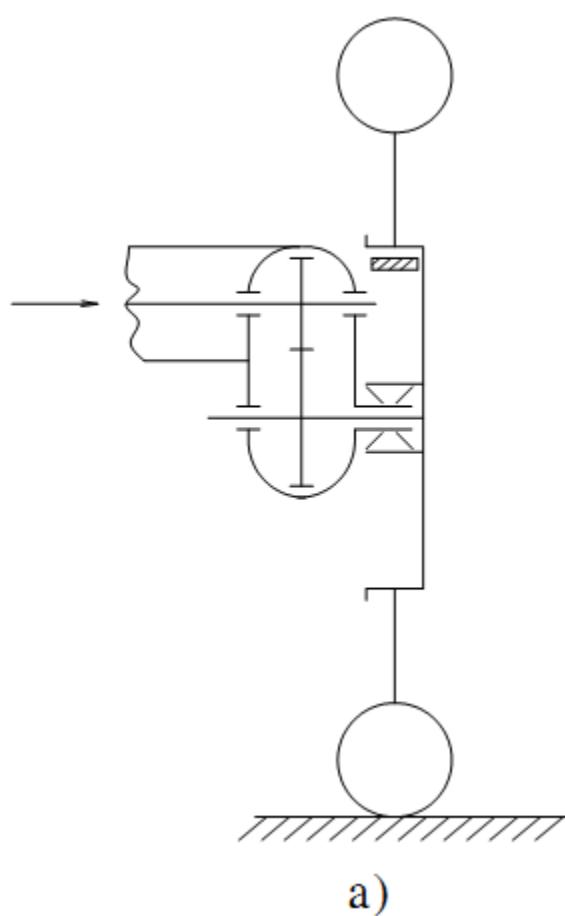
Tỷ số truyền truyền lực chính: 6,45

3a. Final drive

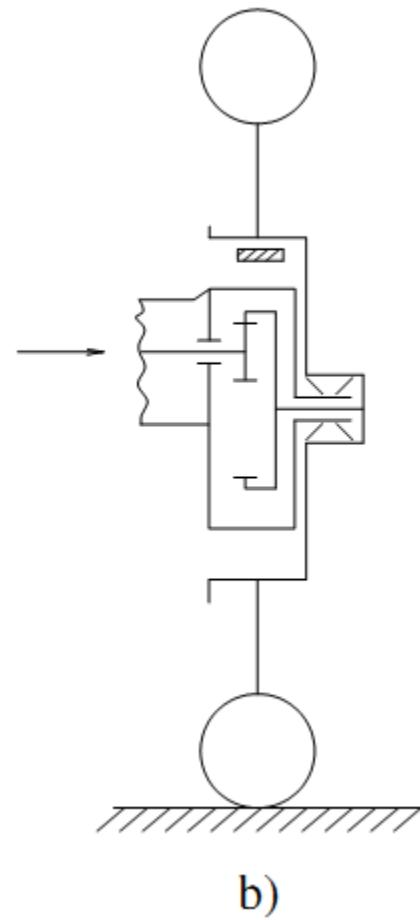


Single gear reduction + last reduction (helical gear)

3a. Final drive



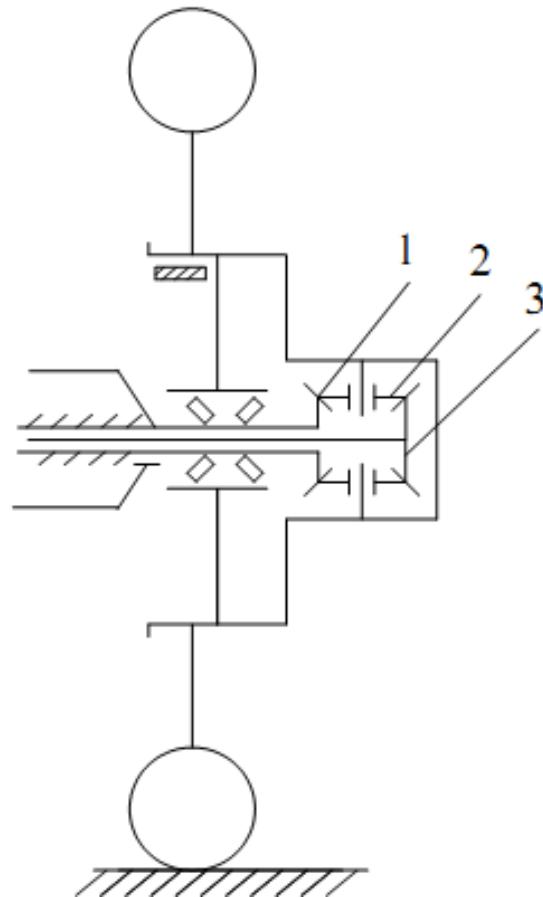
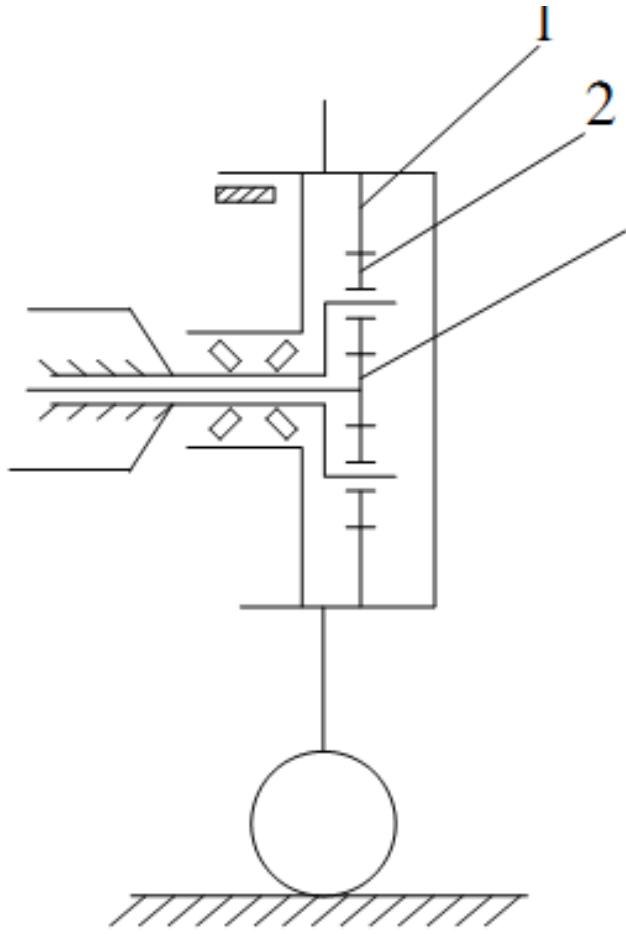
a)



b)

Single gear reduction + last reduction (helical gear)

3a. Final drive



Single gear reduction + last reduction (planet gear)

3b. Differential

Function:

1. Allow for the powered axle to rotate at different speeds when taking a left or right turn.
2. Limit the sliding between two wheels, take advantage of friction force, reduce fuel consumption.

Requirements:

1. The torque distribution is suitable for the drive axle weight.
2. Compact size.
3. High efficiency.

3b. Differential



Classify:

Based on function:

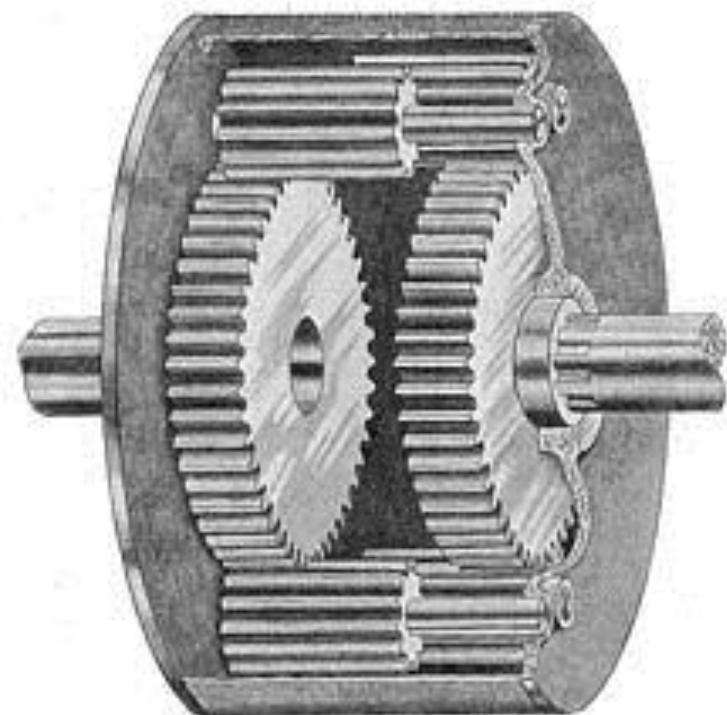
- Differential between wheels;
- Differential between axles.

Based on construction:

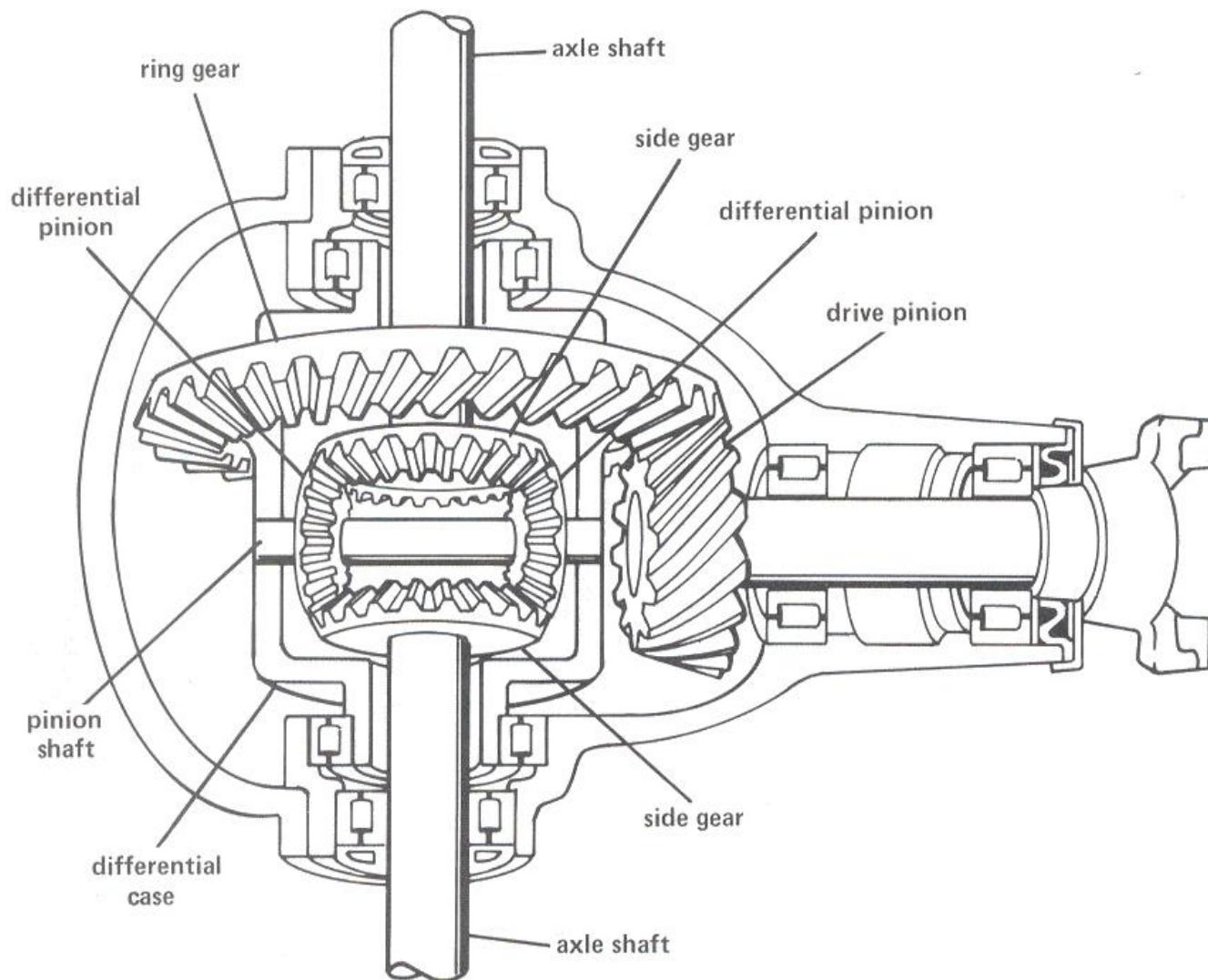
- Differential with spur bevel gears;
- Spur gear differential;
- Limited Slip Differential.

Based on torque distribution:

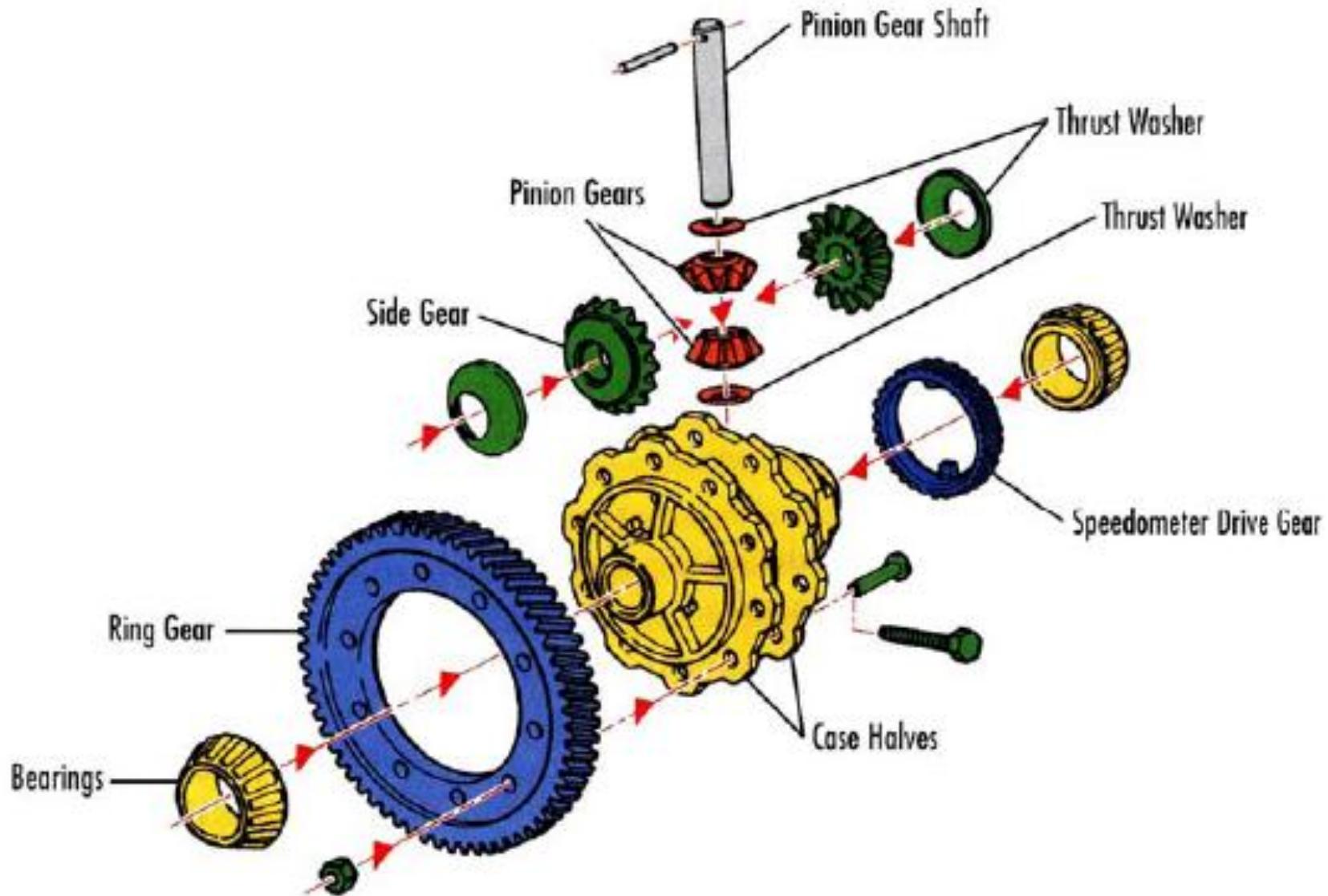
- Symmetric differential.
- Asymmetric differential.



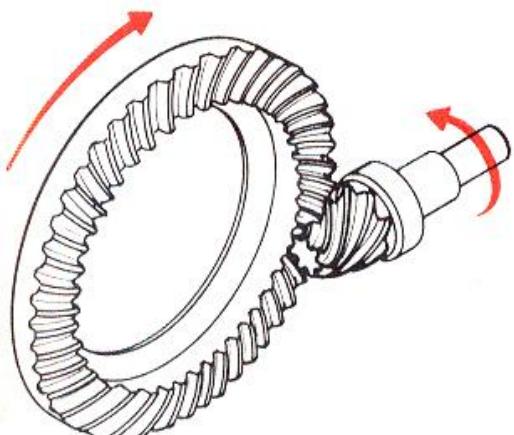
3b. Differential



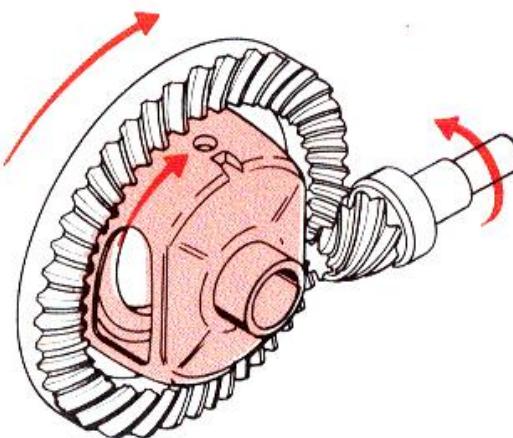
3b. Differential



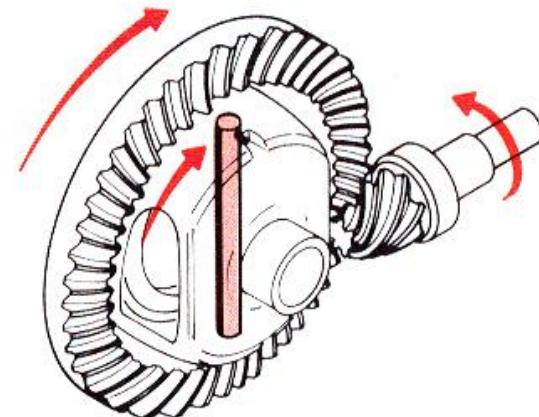
3b. Differential



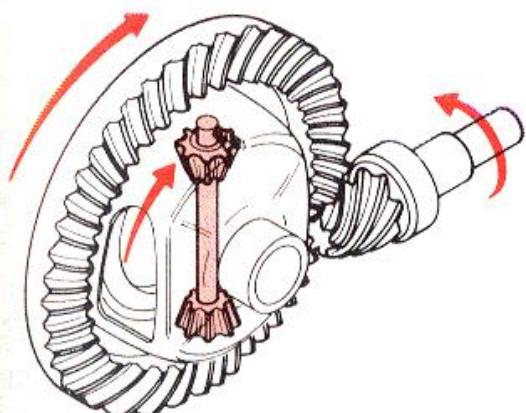
1. drive pinion turns ring gear



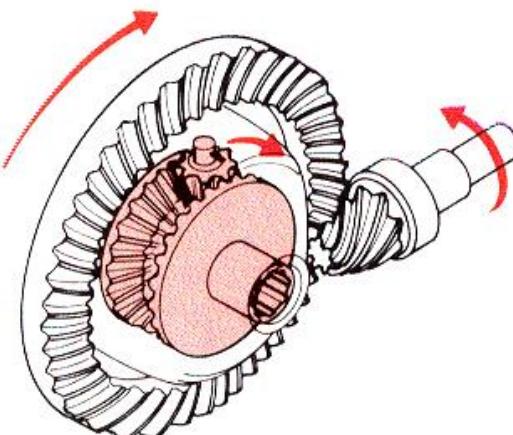
2. ring gear turns differential case



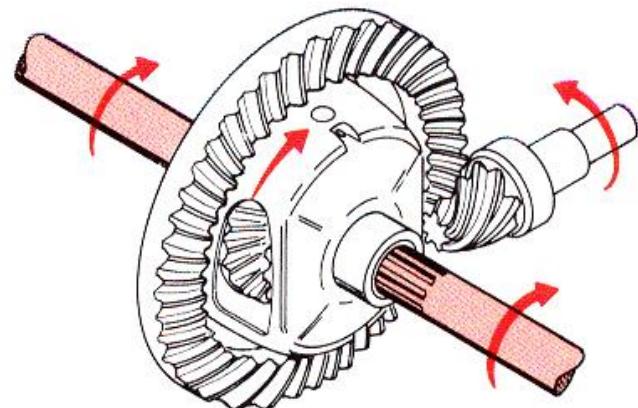
3. pinion shaft turns end-over-end with case



4. differential pinions turn end-over-end with pinion shaft and case

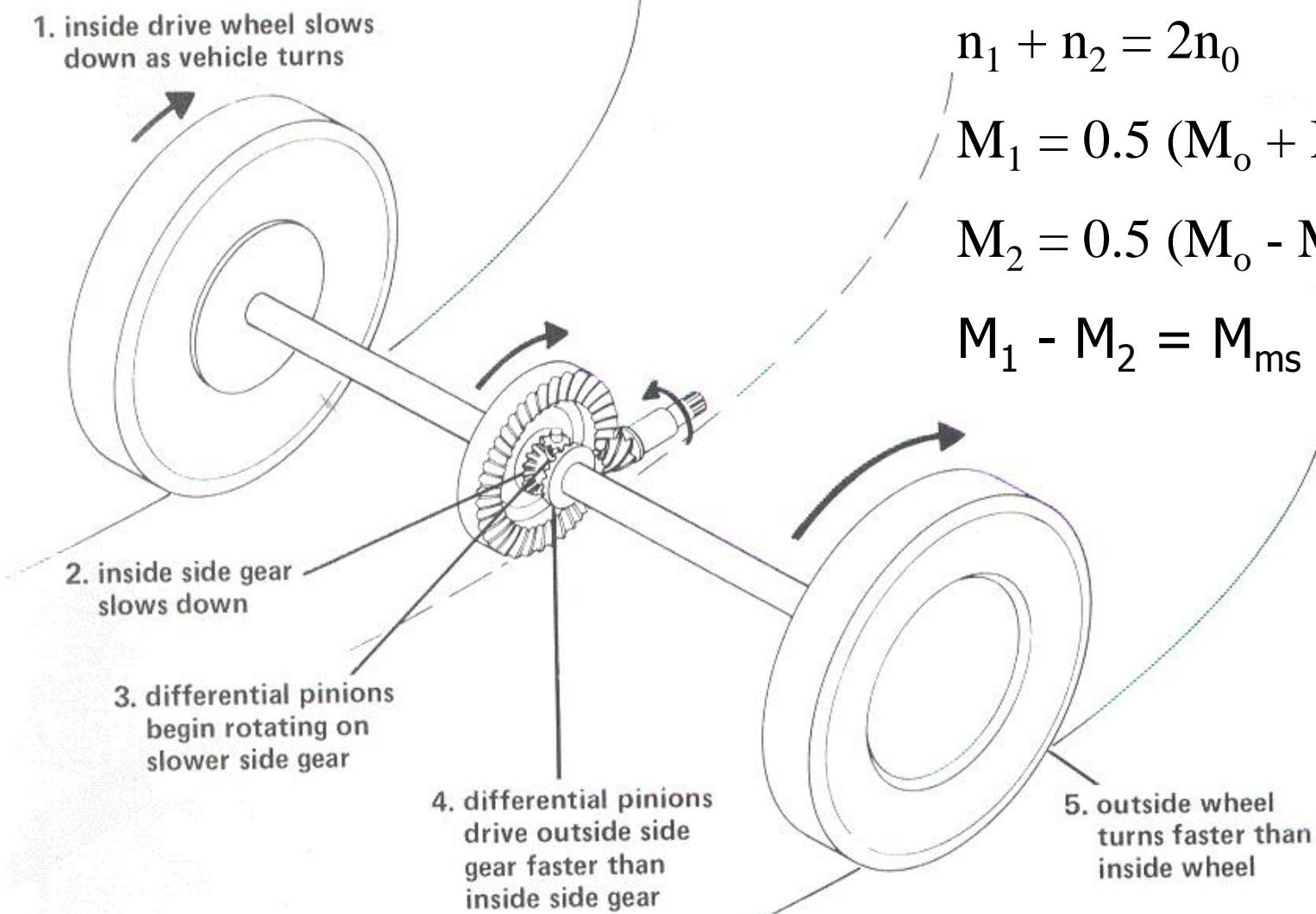


5. slide gears mesh with differential pinions and turn as a unit

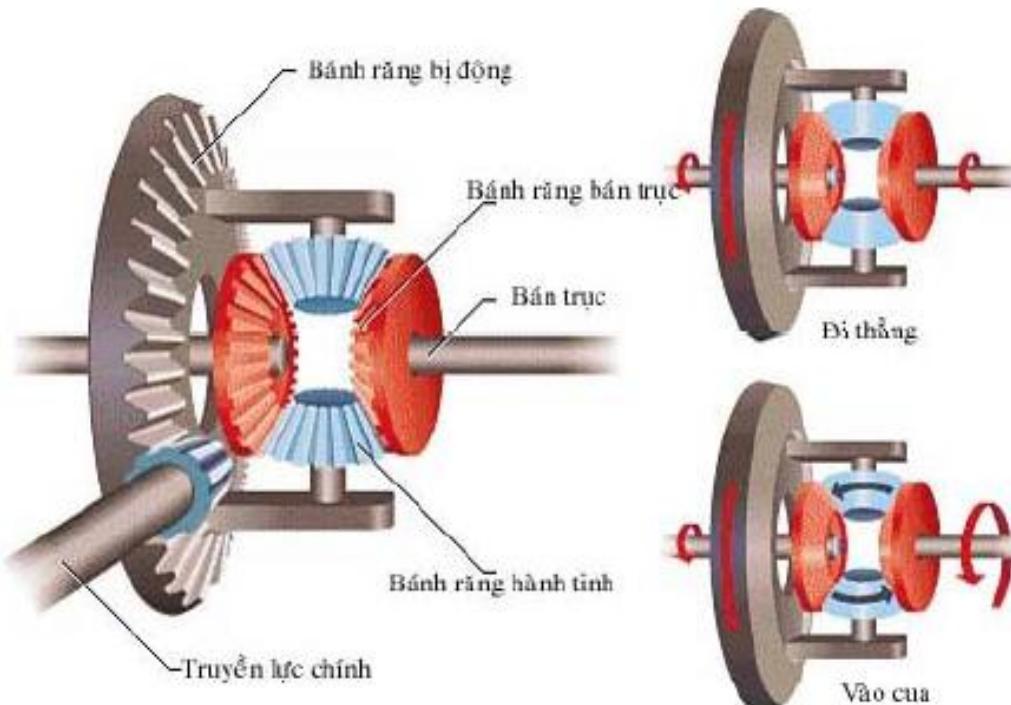


6. axle shafts turn with side gears

3b. Differential



3b. Differential



$$n_1 + n_2 = 2n_0$$

$$M_1 = 0.5 (M_o + M_{ms})$$

$$M_2 = 0.5 (M_o - M_{ms})$$

$$M_1 - M_2 = M_{ms}$$

n_1, n_2 : revolution of left axle and right axle.

n_o : revolution of differential case.

M_1, M_2 : torque of left axle and right axle.

M_{ms} : internal friction torque.

3c. Hafl-axle

(Final drive + Differential + Axle) depend on axle housing.

Currently there are the following options:

+ FF layout: Simple

+ FR layout:

 Final drive: Hypoid gear

 Differential: Spur bevel gear

 Axe: Normal

+ Off-road:

 Final drive: Hypoid gear

 Differential: LSD

 Axe: Normal

+ Heavy load truck: Double-reduction, single reduction+last reduction

 Final drive: Hypoid gear

 Differential: Spur bevel gear + differential lock

 Axe: Normal

4. Layout Design

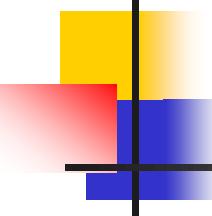


If $i_o > 5$, divide i_o into i_{o1} and i_{o2} .

Select $i_{o1} \approx i_{o2}$ to reduce the dimension of drive axle.

Determine i_o : At the top gear of the gearbox

$$\left. \begin{array}{l} V_{\max} \\ n_{e\max} \\ i_{hcao} (= 1) \end{array} \right\} \quad \omega_e = i_t \times \omega_{bx} \quad \longrightarrow \quad \frac{2\pi \cdot n_{e\max}}{60} = (i_o \cdot i_{cao}) \frac{V_{\max}}{r_{bx}}$$



5. Technical Design

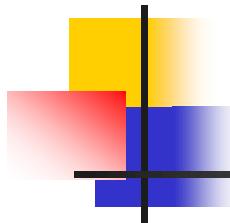


A. Final drive design:

Final drive is helical gear (FF layout), or spiral bevel gear , hypoid (FR layout).

+ Determine the basic parameters of final drive:

- a) Calculated load.
- b) Dimension of spiral bevel gears.



5a. Final Drive Design



a) Calculated load

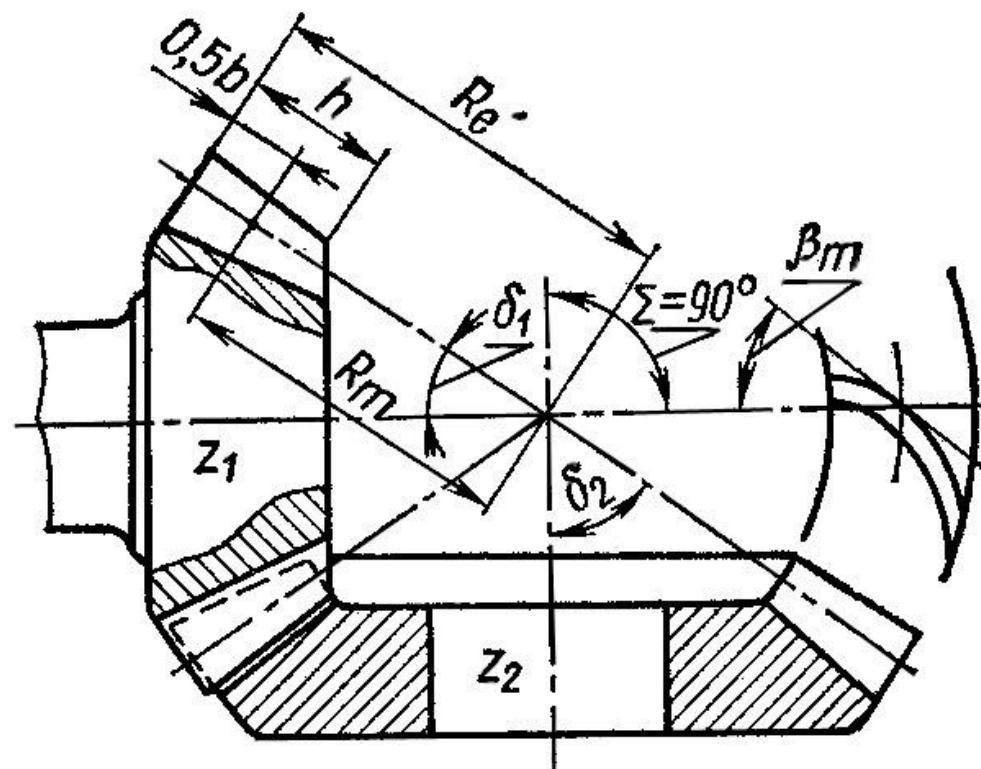
$$M_{tt} = M_e^{\max} i_{h1}$$

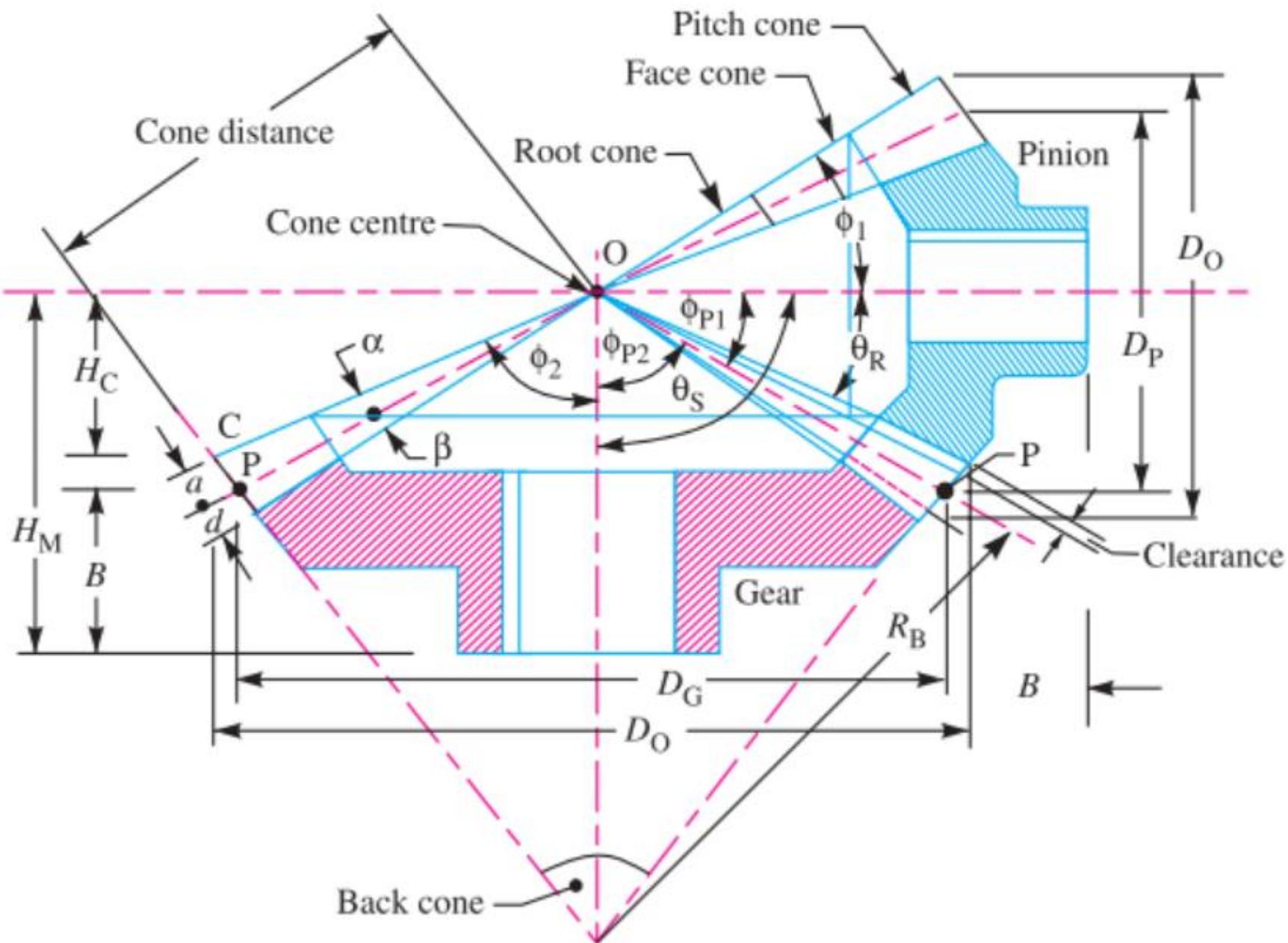
$$M_{tt} \leq \frac{\varphi_{\max} G_2 r_{bx}}{i_c i_o}$$

Select the lower value between them.

5a. Final Drive Design

b) Dimension of spiral bevel gears





Terms used in bevel gears

5a. Final Drive Design



1. **Pitch cone.** It is a cone containing the pitch elements of the teeth.
2. **Cone centre.** It is the apex of the pitch cone. It may be defined as that point where the axes of two mating gears intersect each other.
3. **Pitch angle.** It is the angle made by the pitch line with the axis of the shaft. It is denoted by ' θ_p '.
4. **Cone distance.** It is the length of the pitch cone element. It is also called as a *pitch cone radius*. It is denoted by ' OP '. Mathematically, cone distance or pitch cone radius,

$$OP = \frac{\text{Pitch radius}}{\sin \theta_p} = \frac{D_p / 2}{\sin \theta_{p1}} = \frac{D_G / 2}{\sin \theta_{p2}}$$

5. **Addendum angle.** It is the angle subtended by the addendum of the tooth at the cone centre. It is denoted by ' α ' Mathematically, addendum angle,

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{a}{OP} \right)$$

where

a = Addendum, and OP = Cone distance.

6. **Dedendum angle.** It is the angle subtended by the dedendum of the tooth at the cone centre. It is denoted by ' β '. Mathematically, dedendum angle,

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{d}{OP} \right)$$

where

d = Dedendum, and OP = Cone distance.

5a. Final Drive Design



7. Face angle. It is the angle subtended by the face of the tooth at the cone centre. It is denoted by ' ϕ '. The face angle is equal to the pitch angle *plus* addendum angle.

8. Root angle. It is the angle subtended by the root of the tooth at the cone centre. It is denoted by ' θ_R '. It is equal to the pitch angle *minus* dedendum angle.

9. Back (or normal) cone. It is an imaginary cone, perpendicular to the pitch cone at the end of the tooth.

10. Back cone distance. It is the length of the back cone. It is denoted by ' R_B '. It is also called back cone radius.

11. Backing. It is the distance of the pitch point (P) from the back of the boss, parallel to the pitch point of the gear. It is denoted by ' B '.

12. Crown height. It is the distance of the crown point (C) from the cone centre (O), parallel to the axis of the gear. It is denoted by ' H_C '.

13. Mounting height. It is the distance of the back of the boss from the cone centre. It is denoted by ' H_M '.

14. Pitch diameter. It is the diameter of the largest pitch circle.

5a. Final Drive Design



15. Outside or addendum cone diameter. It is the maximum diameter of the teeth of the gear. It is equal to the diameter of the blank from which the gear can be cut. Mathematically, outside diameter,

$$D_O = D_p + 2\alpha \cos \theta_p$$

where

D_p = Pitch circle diameter,

α = Addendum, and

θ_p = Pitch angle.

16. Inside or dedendum cone diameter. The inside or the dedendum cone diameter is given by

$$D_d = D_p - 2d \cos \theta_p$$

where

D_d = Inside diameter, and

d = Dedendum.

5a. Final Drive Design



- + Number of teeth Z_1 : By experience

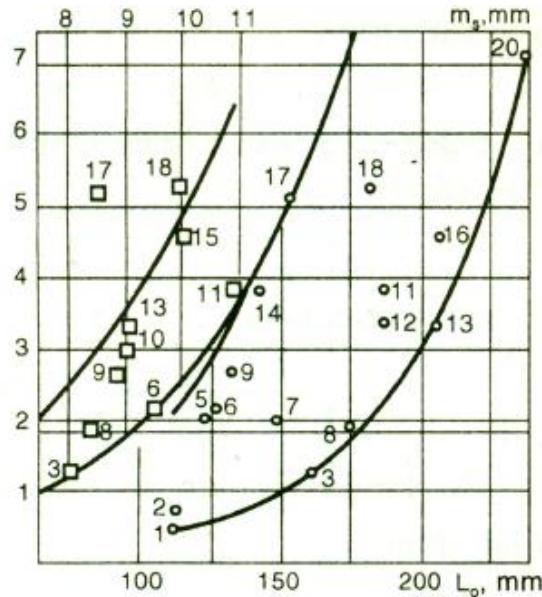
| | | | | | |
|-------|-----|----|---|---|-------|
| i_o | 2.5 | 3 | 4 | 5 | 6 ~ 8 |
| Z_1 | 15 | 12 | 9 | 7 | 6 |

- + Number of teeth $Z_2 = i_o Z_1$
- + Helix angle β : Depends on Z_1

| | | | | |
|---------|---------|---------|---------|---------|
| Z_1 | 5 | 6 | 8 | 10 |
| β | 42 ~ 45 | 40 ~ 42 | 35 ~ 40 | 30 ~ 35 |

5a. Final Drive Design

+ Cone distance L_o : Based on the diagram of M_{tt} , L_o and m_s : From $M_{tt} \rightarrow L_o$



5a. Final Drive Design

+ Or experienced formula: $L = 14 \sqrt[3]{M_{e\max} \cdot i_0}$

+ Module m_s :

$$m_s = \frac{L_o \cos \beta}{0.5 \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$$

+ Pitch circle radius:

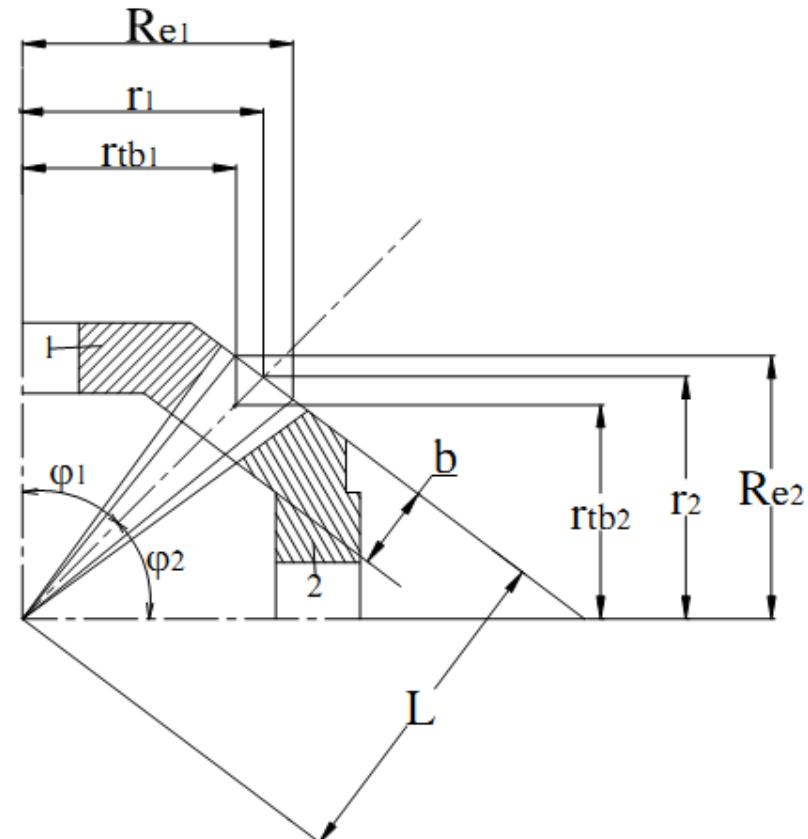
$$r_1 = \frac{Z_1 m_s}{2 \cos \beta}; \quad r_2 = \frac{Z_2 m_s}{2 \cos \beta}$$

+ Addendum circle diameter:

$$d_1 = 2r_1 + 2m_s; \quad d_2 = 2r_2 + 2m_s$$

+ Pitch angle (Half of the cone angle):

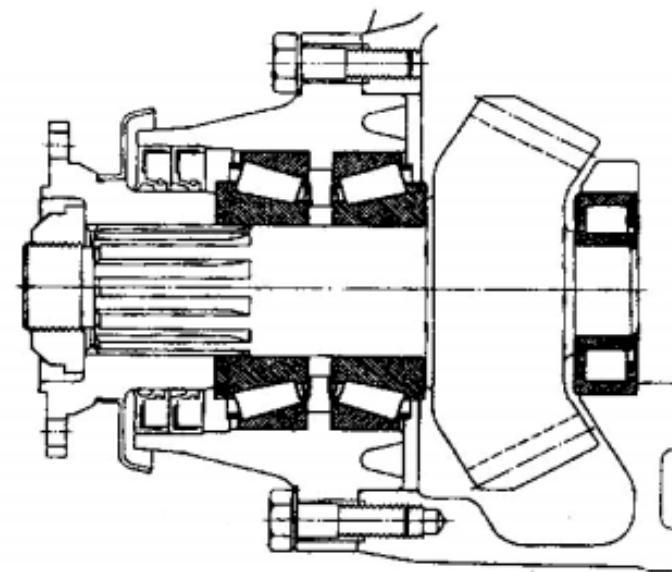
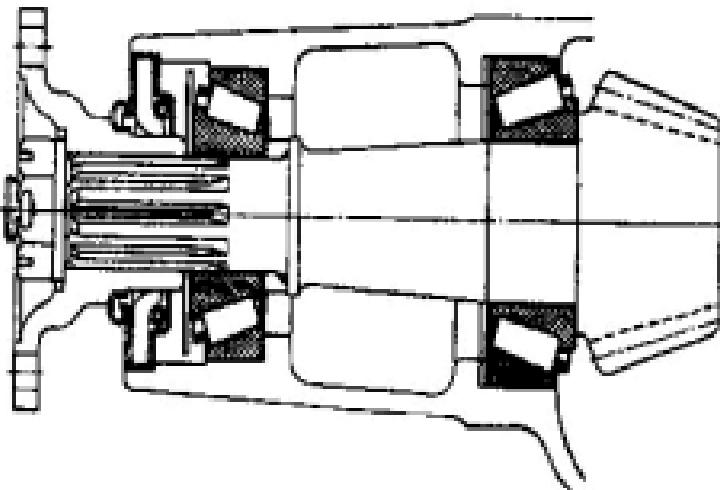
$$\tan \varphi = \frac{Z_1}{Z_2}$$



5a. Final Drive Design

Solution to increase the strength of pinion gear:

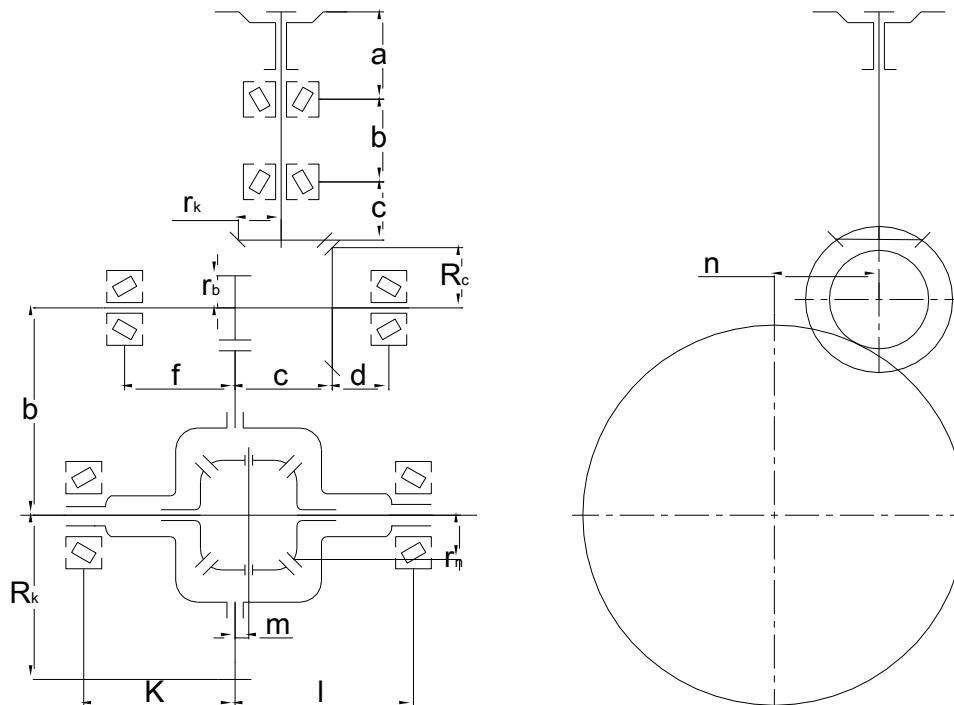
- + The pinion gear is made together with the shaft.
- + Arrange the tapered roller bearings according to the **X diagram** to reduce the length of console, so the shaft is strengthened.
- + Uses a pinion pilot bearing to help support the gear..



5a. Final Drive Design

Solution to increase the strength of ring gear :

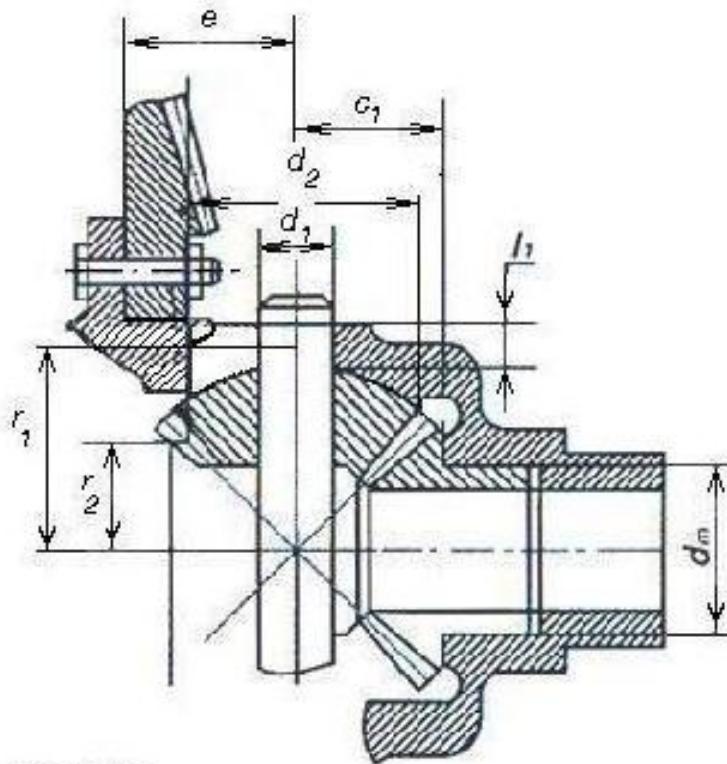
- + Flange for fitting the ring gear has additional stiffening ribs.
- + Arrange the tapered roller bearings according to the O diagram so that the bearing points are close to each other.



hinh e

5b. Differential Design

- + Differentials with spur bevel gears have small friction torque M_{ms} , is the most popular type.

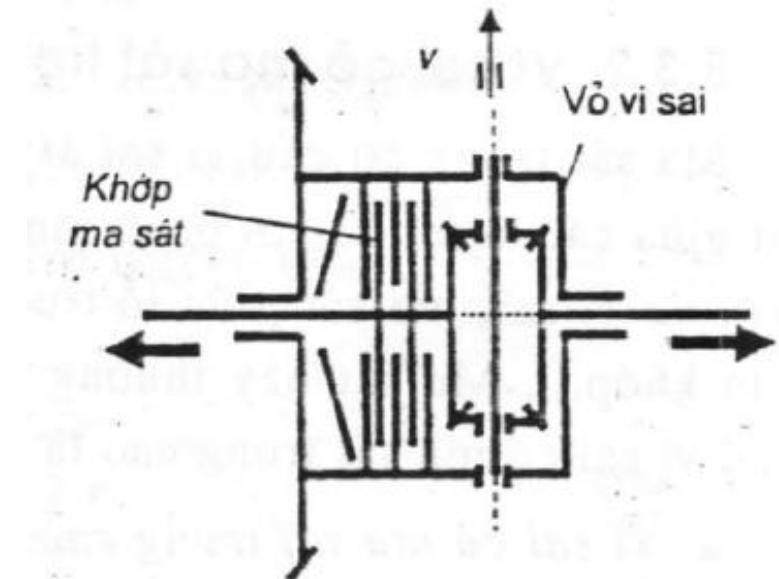
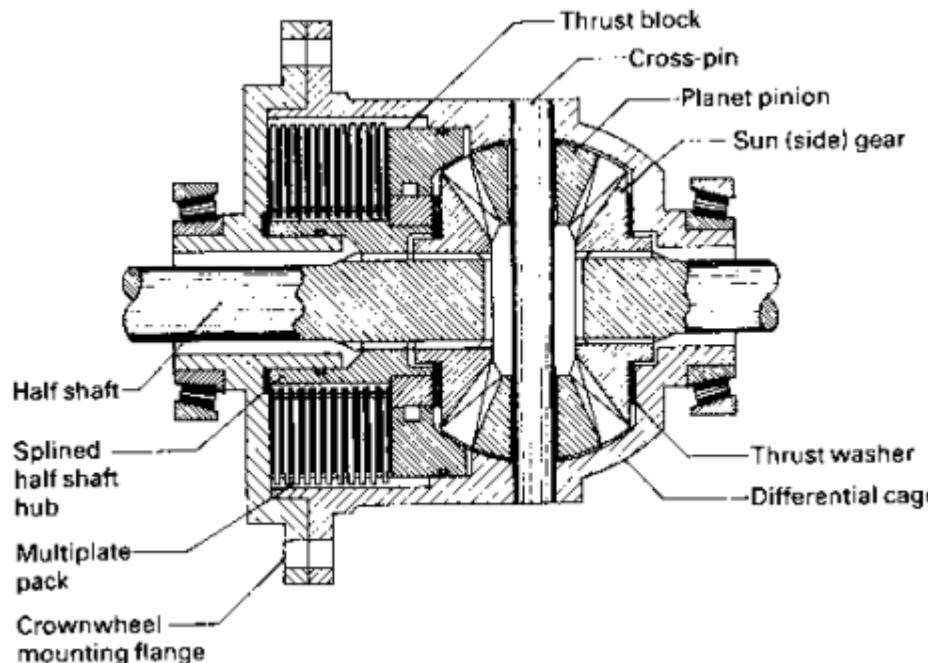


PL 4.2a

- + The spider gears' surface has a sphere shape.
Depends on the torque, can use 2 or 4 spider gears.
- + Reduce internal friction torque by using copper pads on the contact surfaces.

5b. Differential Design

Limited Slip Differential: Delivers maximum torque to the wheel with maximum traction.

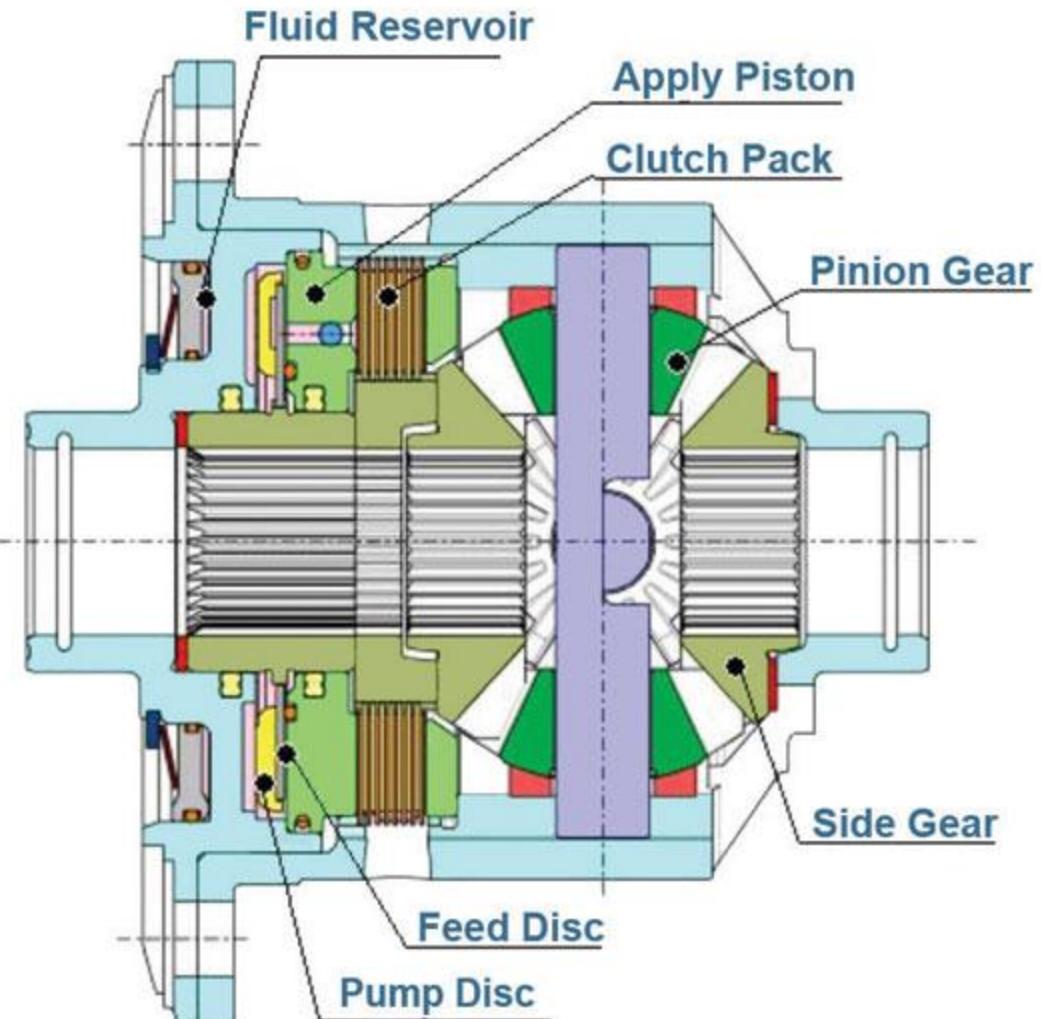


Viscous coupling differential

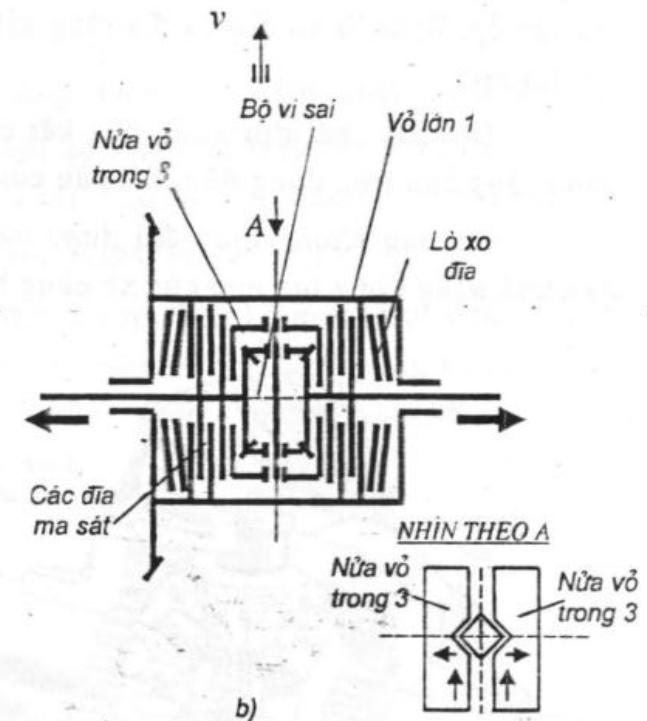
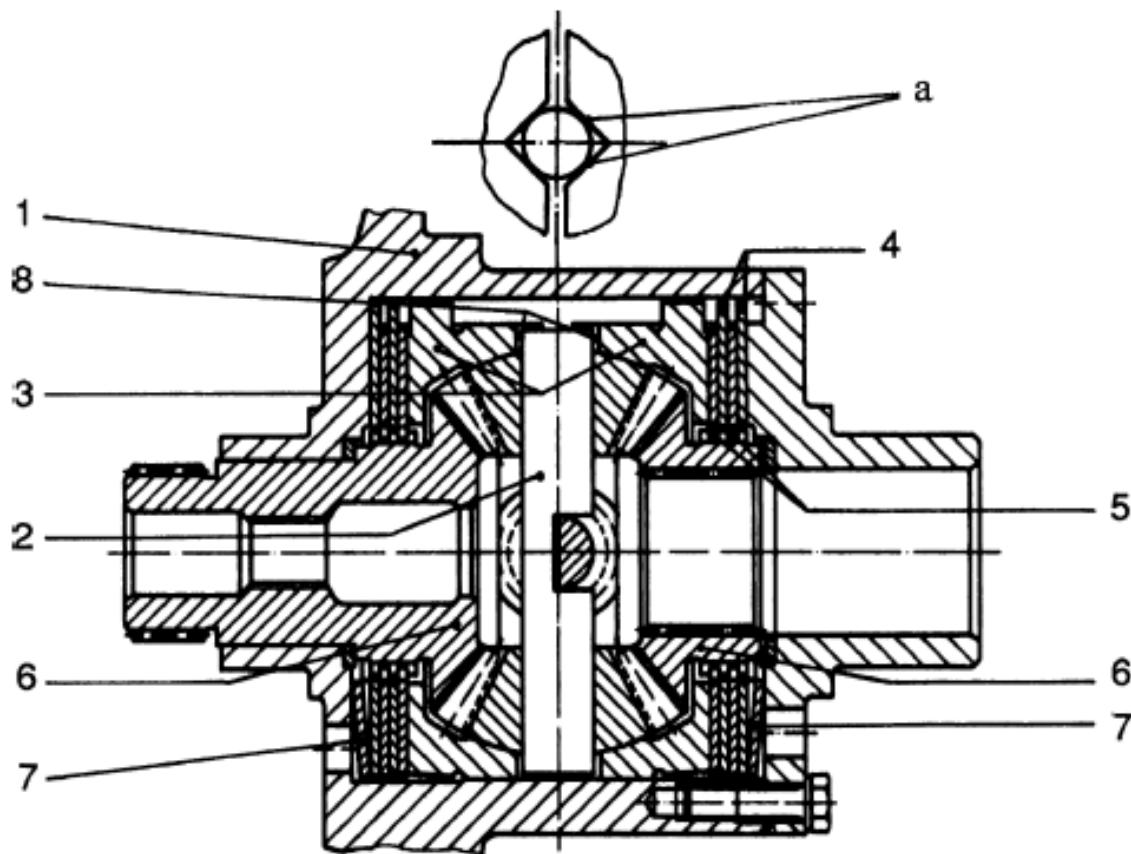
5b. Differential Design



Viscous coupling
differential

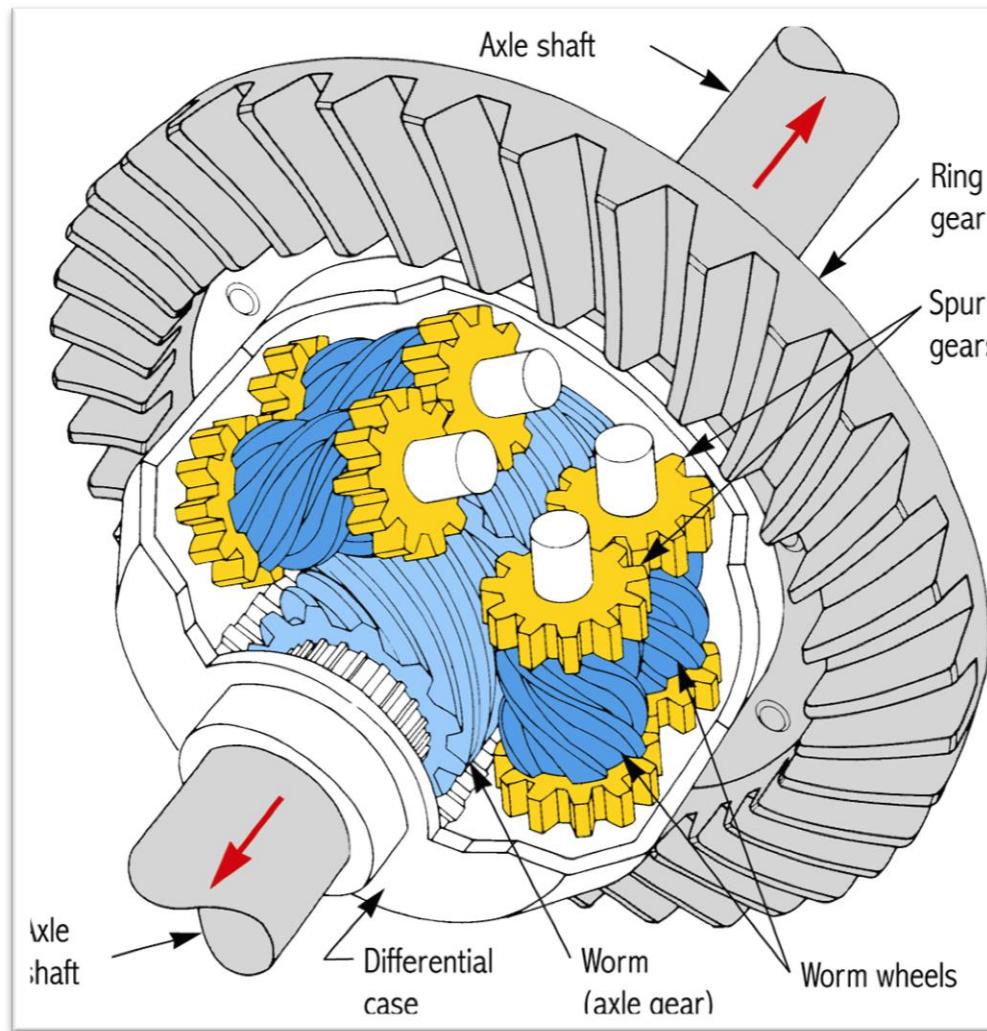


5b. Differential Design



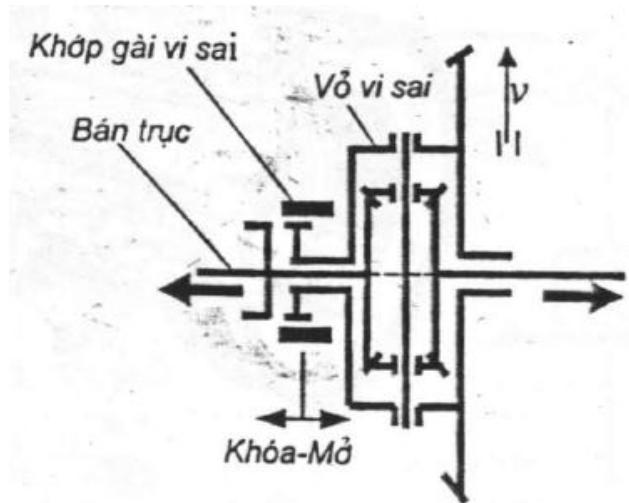
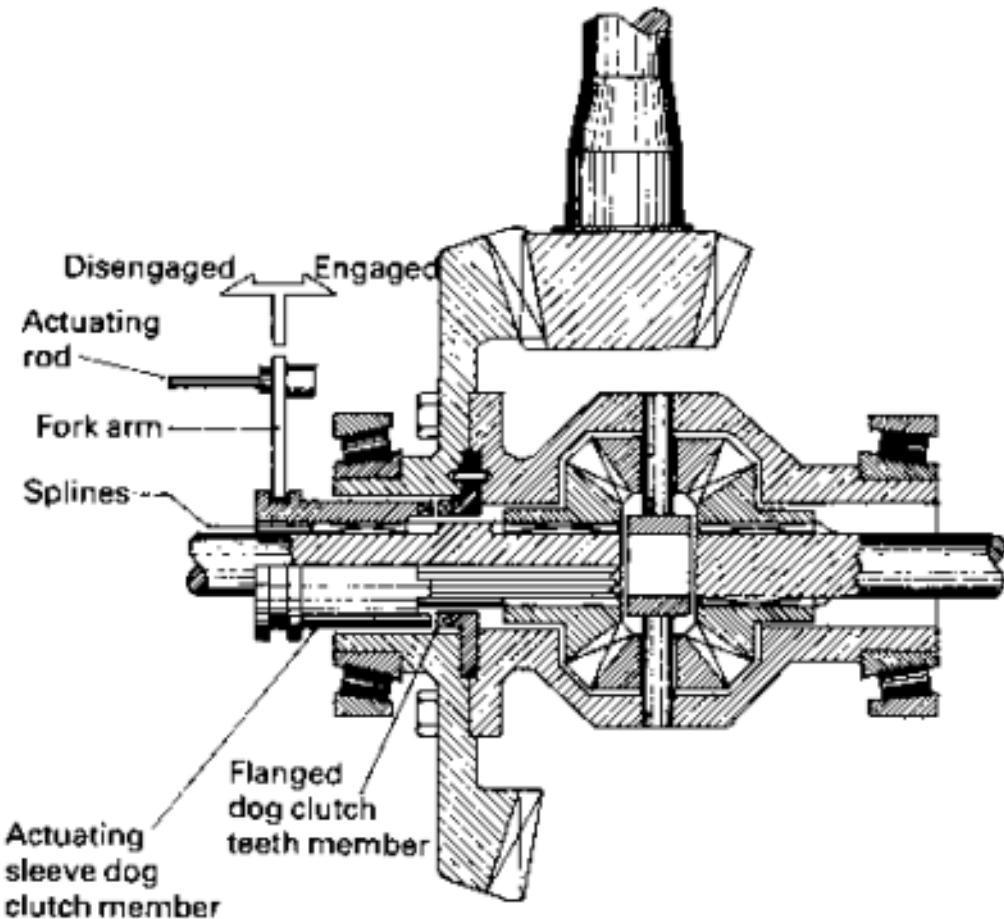
Viscous coupling differential

5b. Differential Design



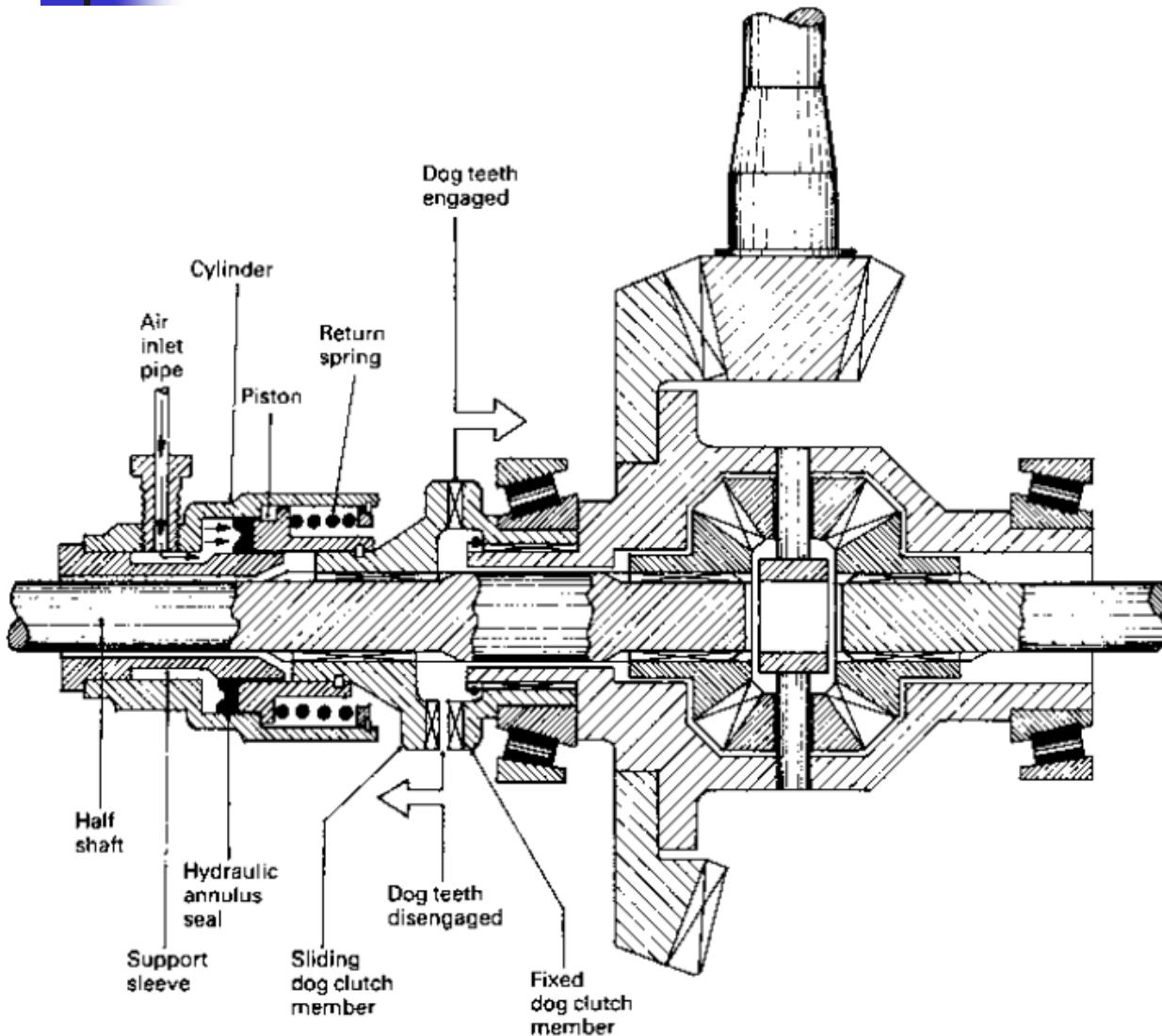
Torsen differential

5b. Differential Design



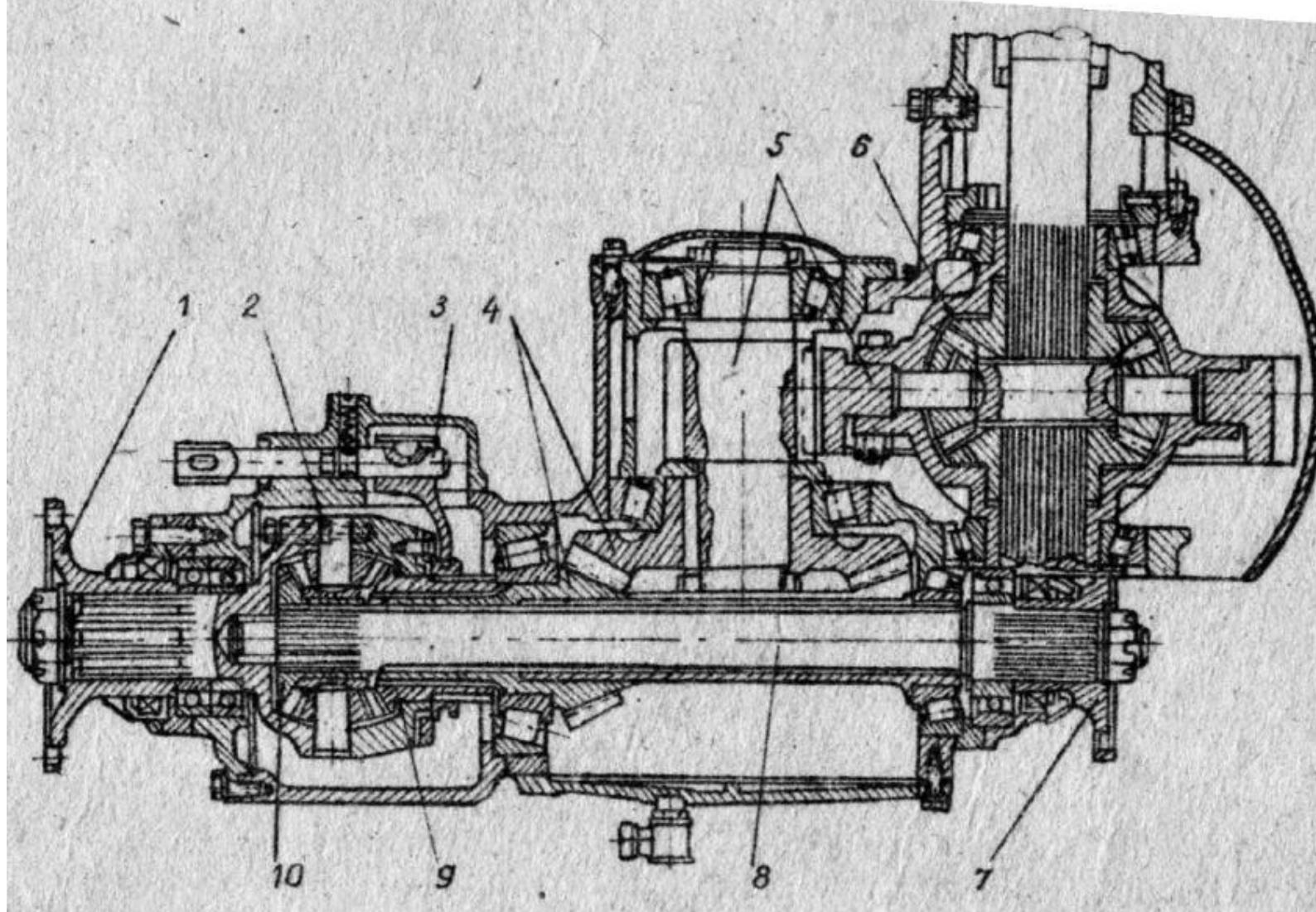
Locking differential

5b. Differential Design

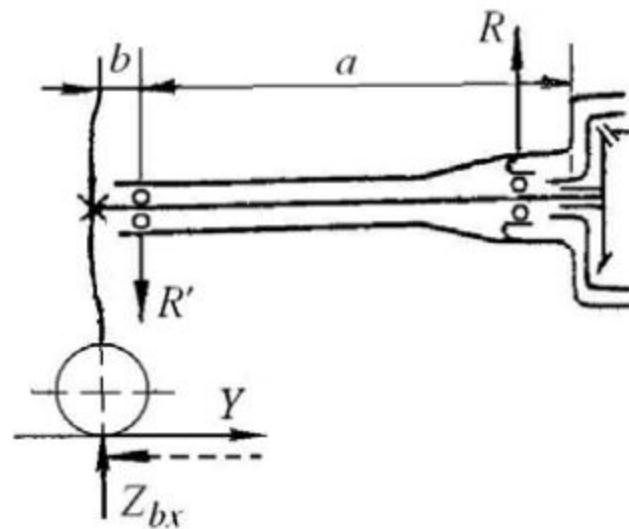
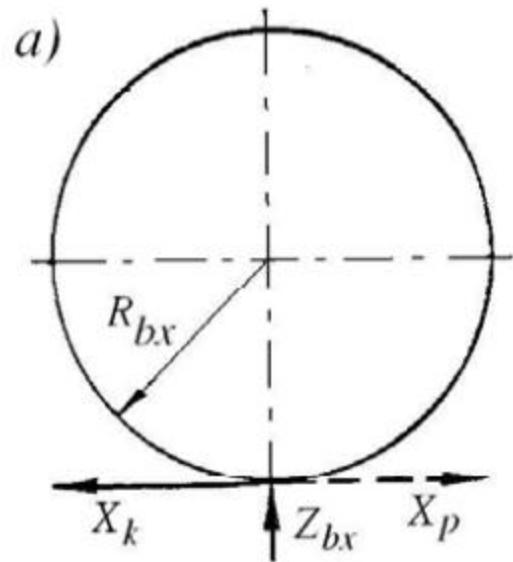


Differential lock
mechanism with air
control

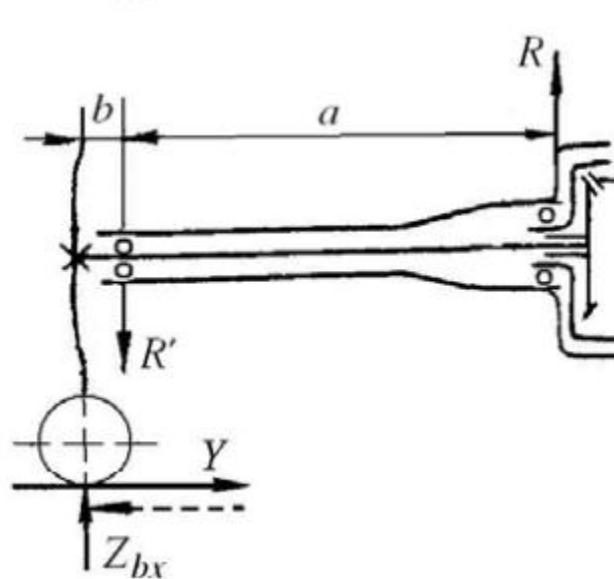
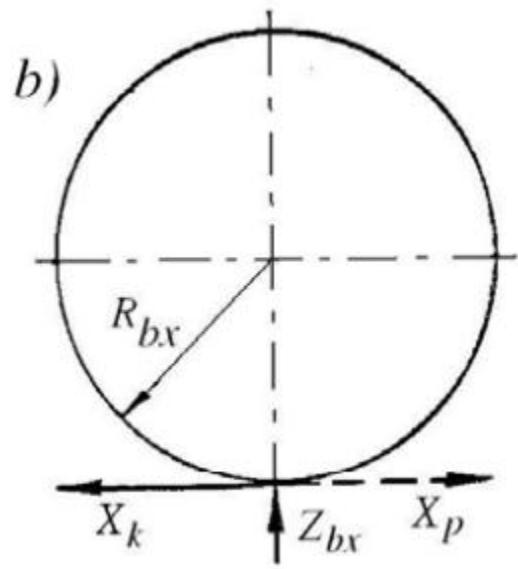
5b. Differential Design



5c. Axle Design



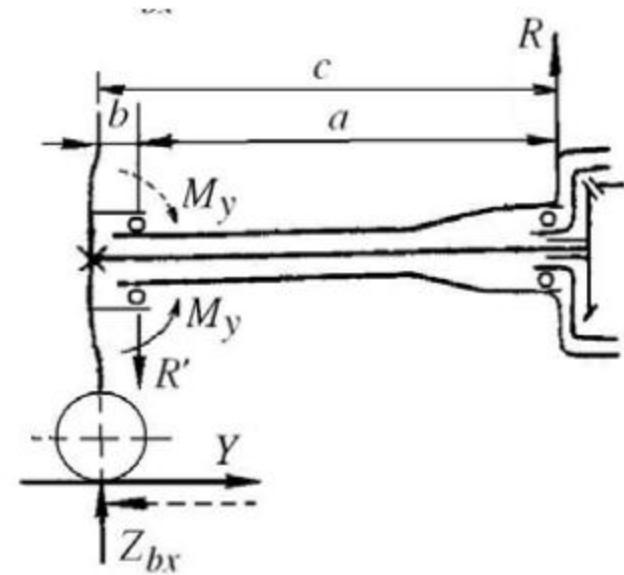
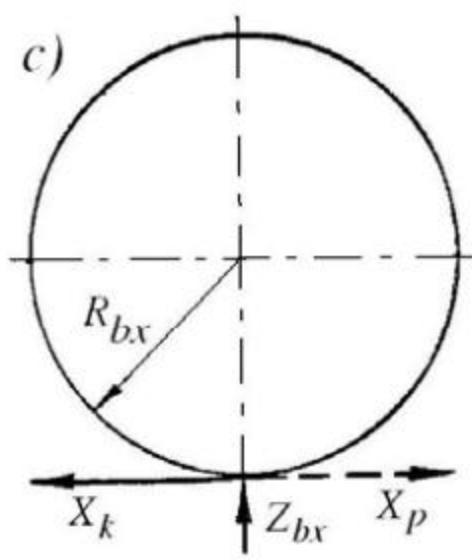
Non-floating



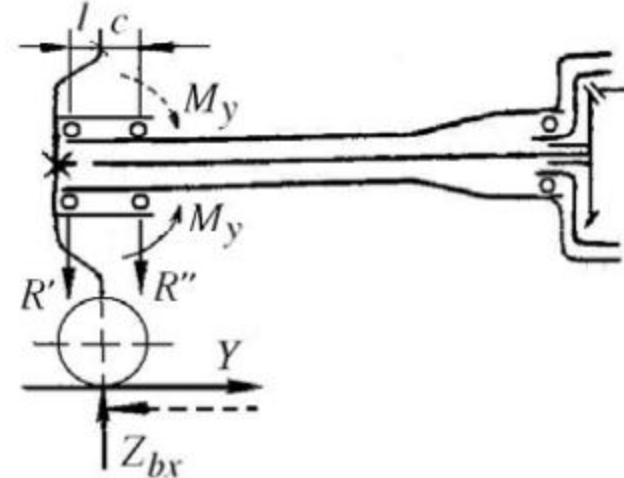
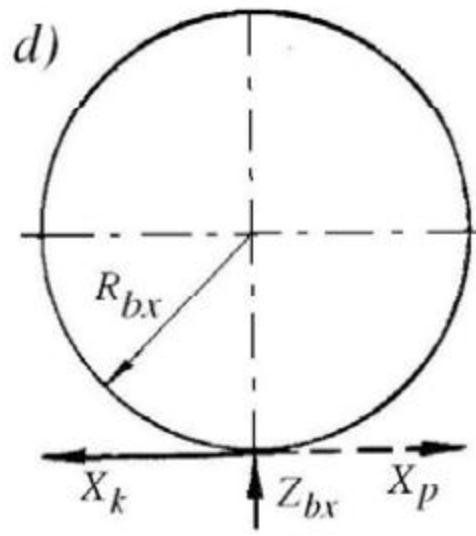
Semi-floating

5c. Axle Design

Three-quarter
floating



Full floating



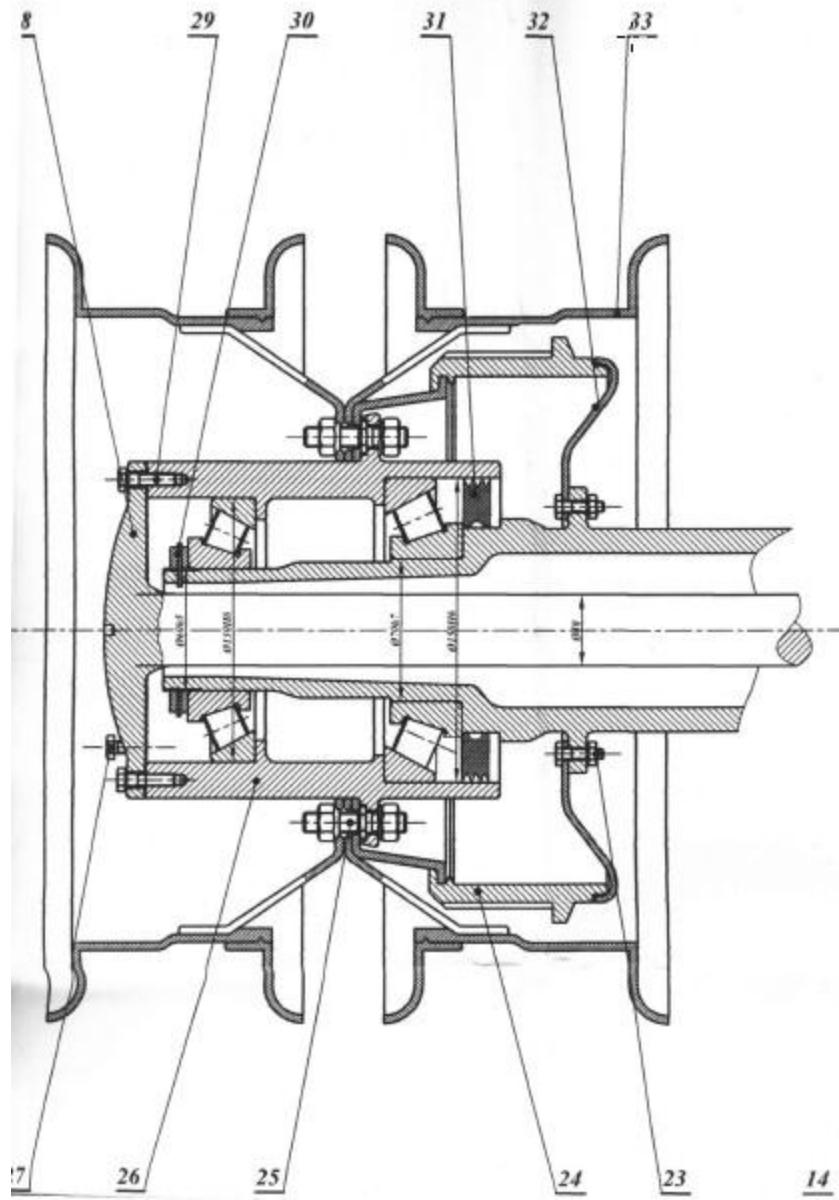
5c. Axle Design

- a) Non floating: Axle shaft subjects to all load: $Z_2/2$, M_x , M_y and torque $M_o/2$.
- b) Semi floating: The axle, as well as the housing, supports the weight of the vehicle. Axle subjects to both bending M_x , M_y and torque $M_o/2$.
- c) Three quarter floating: Axle shaft subjects to bending M_y and torque $M_o/2$.
- d) Full floating: Weight supported entirely by housing. Axle shaft subjects only to torque $M_o/2$.

5c. Axle Design

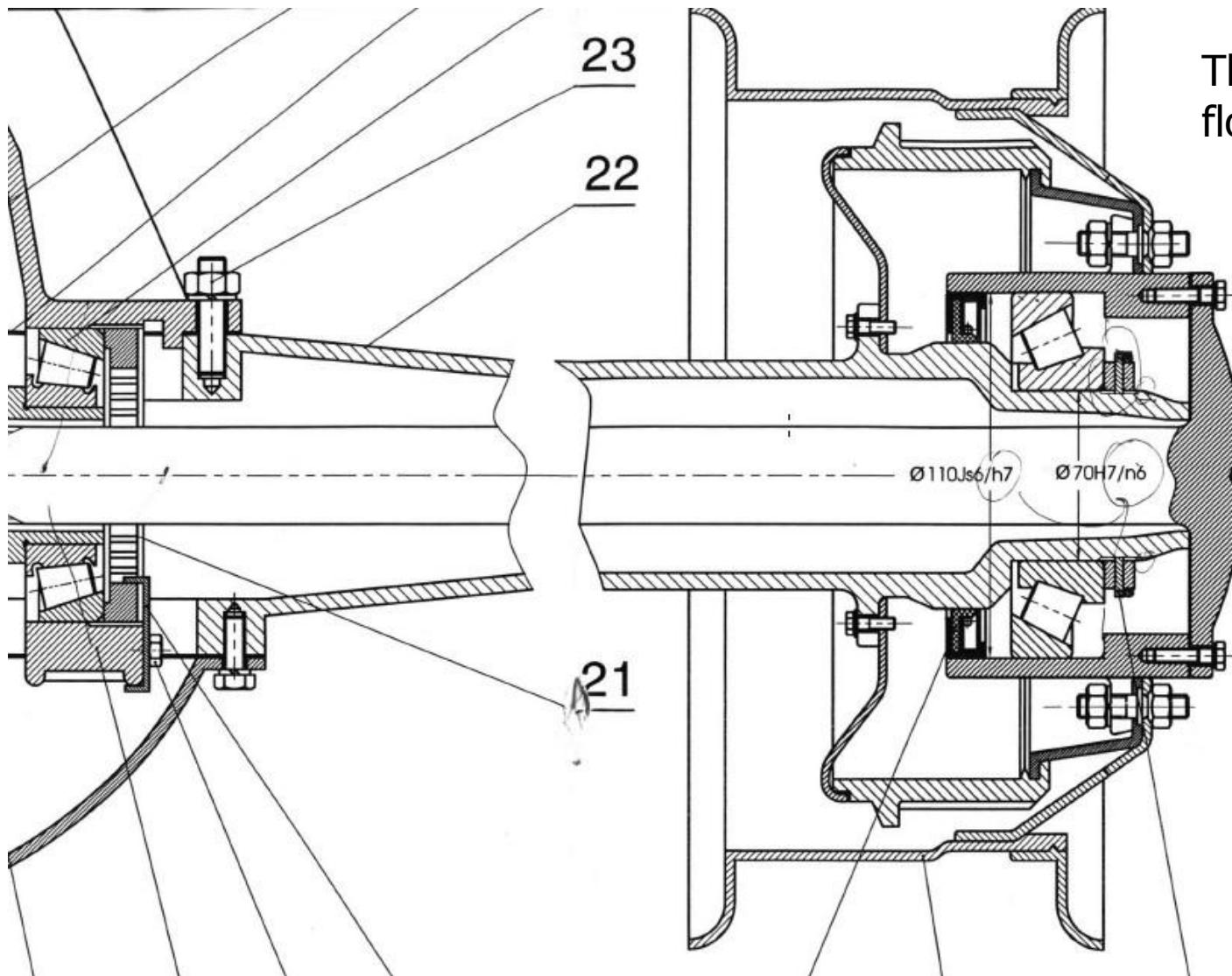
- + Non floating: Internal and external bearings are located directly on the axle.
- + Semi floating: The inner end of the axle is carried by the side gears in the differential housing. The outer end is carried by a bearing located between the shaft and the housing.
- + Three quarter floating: The internal bearing is placed on the differential housing, the external bearing is placed on the axle housing, not placed directly on the shaft.
- + Full floating: Same as $\frac{3}{4}$ floating, but has two external bearings.

5c. Axle Design

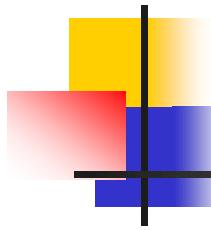


Full floating axle

5c. Axle Design



Three quarter
floating axle



5c. Axle Design



Application range :

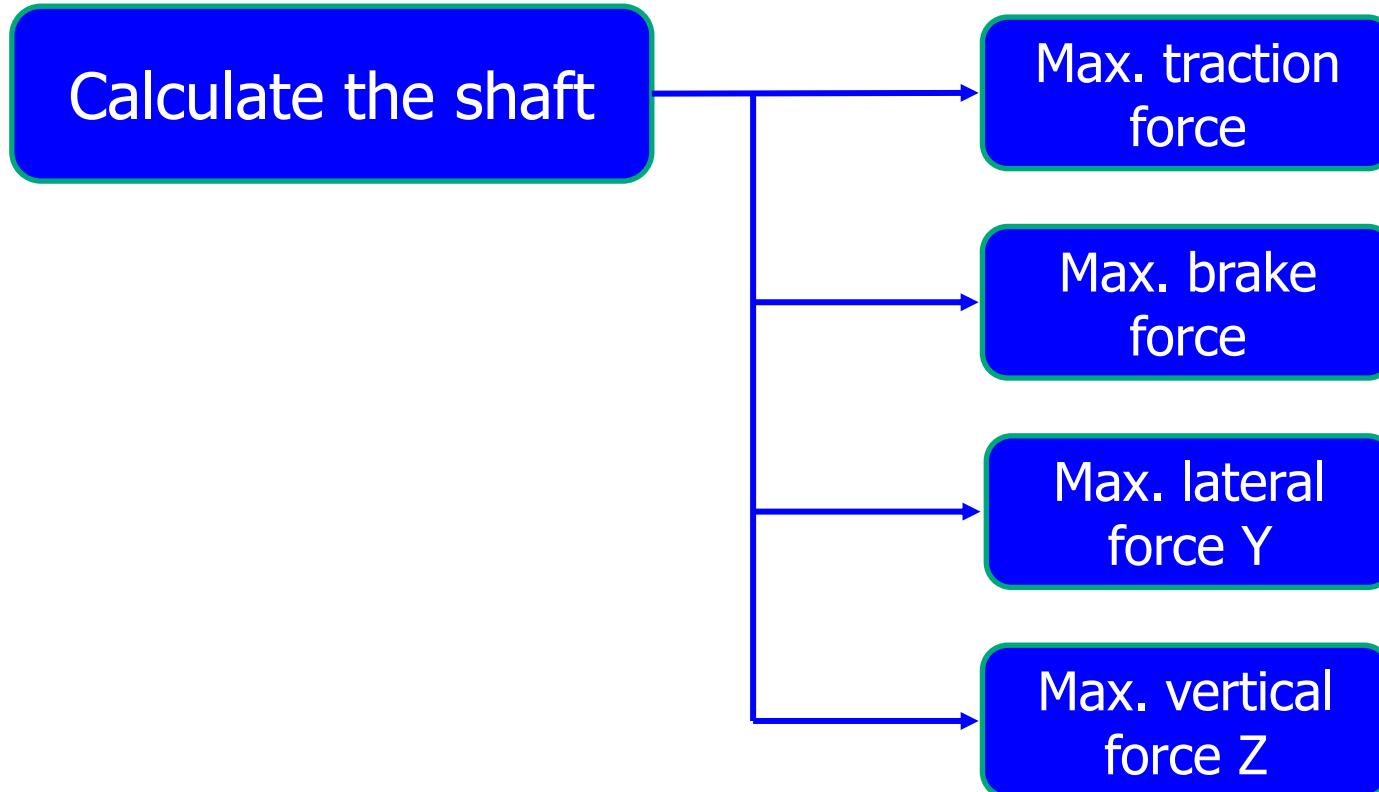
Regarding structure: a) simplest, d) most complicated.

Regarding load: d) the most optimal, a) the worst

Choose an option :

- + Low load → M_o, G_ϕ is small → The requirement of load is not important, only interested in simple structure, reducing the price → select b). Ex.: Passenger cars, light trucks.
- + Medium & heavy load: Only d), priority load capacity.

5c. Axle Design



5c. Axle Design

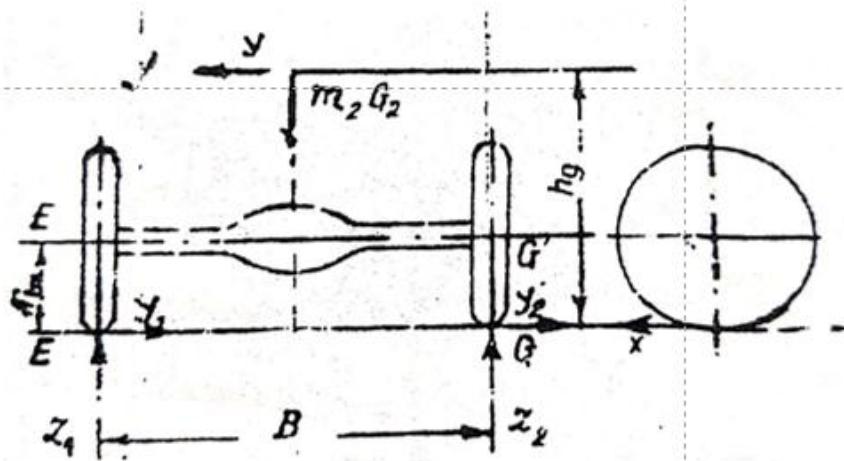
Tính toán bán trục ô
tô theo điều kiện bền

Truyền lực
kéo cực đại

$$Z_1 = Z_2 = \frac{m_{2k} G_2}{2}$$

$$X_1 = X_2 = \frac{M_{emax} i_h i_o}{2r_{bx}}$$

$$Y = 0$$



5c. Axle Design

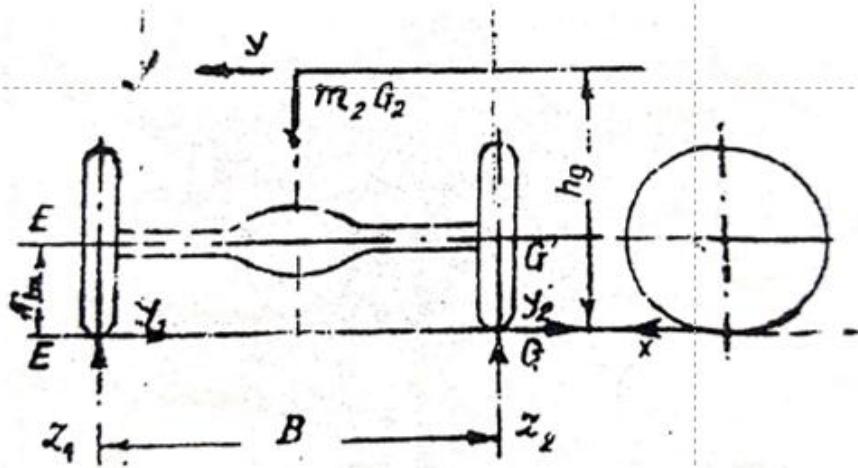
Tính toán bán trục ô tô theo điều kiện bền

Truyền lực phanh cực đại

$$Z_1 = Z_2 = \frac{m_{2p} G_2}{2}$$

$$X_1 = X_2 = \frac{\varphi m_{2p} G_2}{2}$$

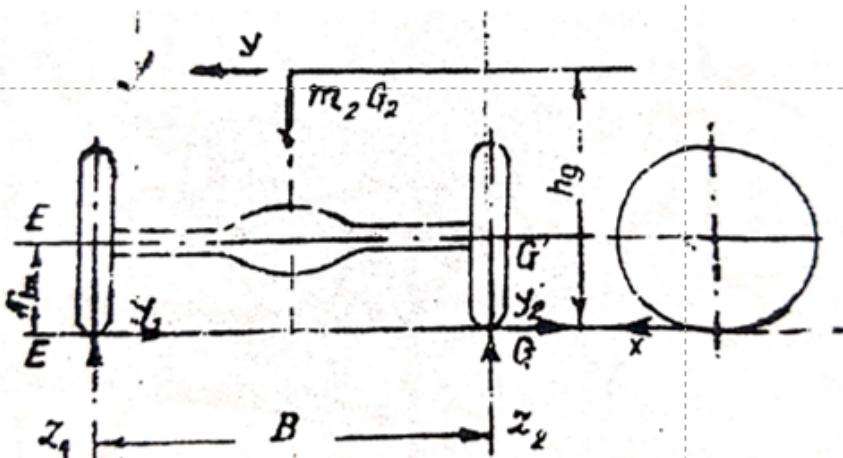
$$Y = 0$$



5c. Axle Design

Tính toán bán trục ô
tô theo điều kiện bền

Lực ngang Y
cực đại



$$Z_1 = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g\varphi}{B} \right)$$

$$Z_2 = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g\varphi}{B} \right)$$

$$Y_1 = \frac{\varphi G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g\varphi}{B} \right)$$

$$Y_2 = \frac{\varphi G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g\varphi}{B} \right)$$

$$X = 0$$

5c. Axle Design

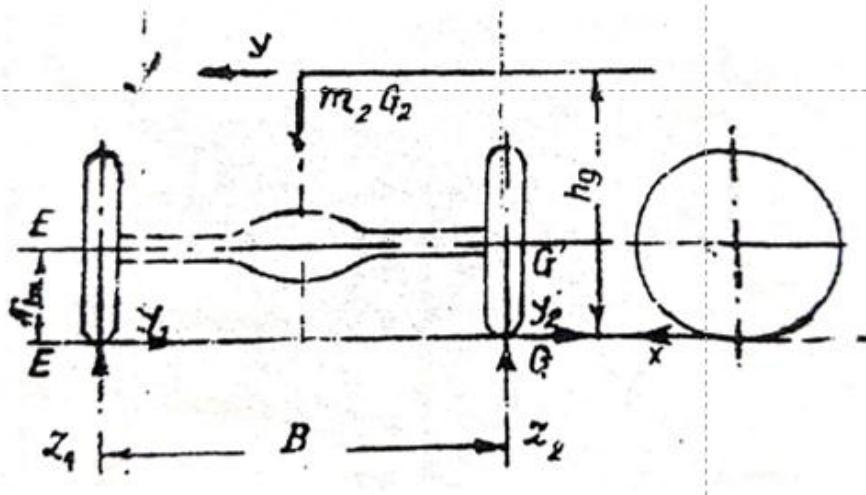
Tính toán bán trục ô
tô theo điều kiện bền

Lực thẳng đứng
Z cực đại

$$Z_1 = Z_2 = K_d \frac{G_2}{2}$$

$$X_1 = X_2 = 0$$

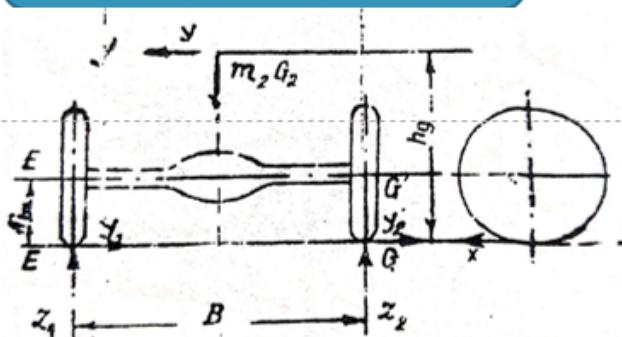
$$Y = 0$$



5c. Axle Design

Tính toán bền cho bán
trục giảm nửa tải

Truyền lực kéo,
phanh cực đại



$$\sigma_{tong} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2 + M_k^2}}{W_u}$$

Với $W_u = 0,1d^3$

Mômen xoắn do lực X_1 và X_2

$$M_k = X_1 r_{bx} = X_2 r_{bx}$$

Mômen uốn do lực X_1, X_2
trong mặt phẳng ngang

$$M_x = X_1 b = X_2 b$$

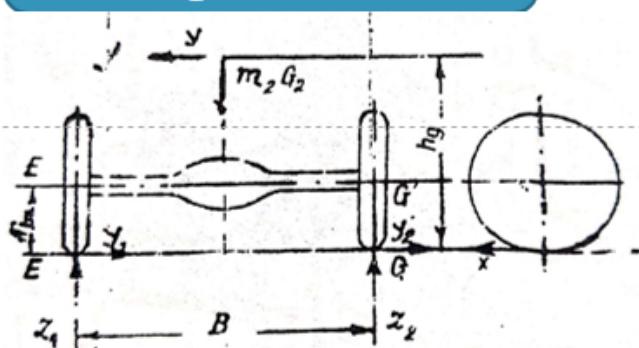
Trong mặt phẳng thẳng
đứng ta có mômen

$$M_{Z1} = M_{Z2} = Z_1 b = Z_2 b$$

$$M_{Y1} = M_{Y2} = Y_1 r_{bx} = Y_2 r_{bx}$$

5c. Axle Design

Tính toán bền cho bán
trục giảm nửa tải

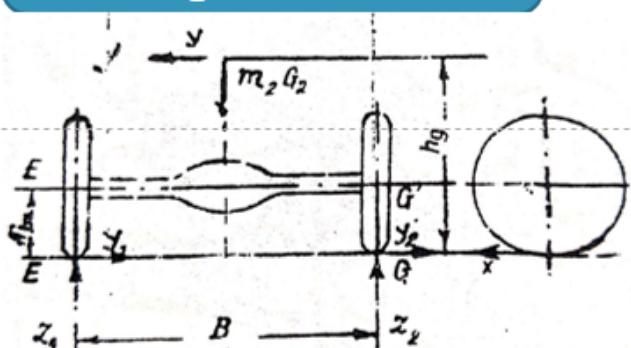


Lực ngang Y
cực đại

$$Y_{max} = Z_2 \varphi_1 \text{ (lấy } \varphi_1 = 1\text{)} \\ \text{Mômen uốn lớn nhất trên trục} \\ M_1 = Y_1 r_{bx} - Z_1 b$$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{M_1}{0,1d^3} = \frac{G_2}{0,2d^3} \left(1 + \frac{2h_g \varphi}{B} \right) (\varphi r_{bx} - b) \text{ (NM/m}^2\text{)}$$

Tính toán bền cho bán
trục giảm nửa tải



Lực thẳng
đứng Z cực đại

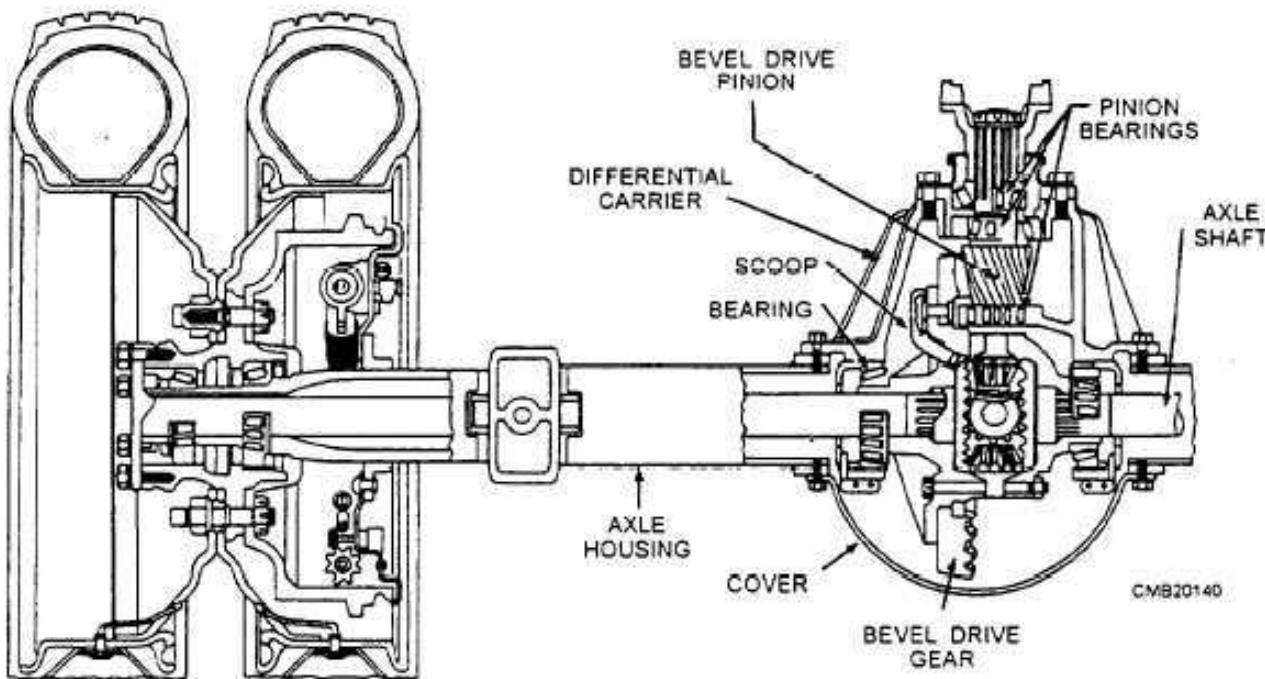
$$Z_{max} = G_2 K_d \\ \text{Mỗi nửa trục chịu uốn} \\ M_n = Zb = K_d \frac{G_2}{2} b$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{M_n}{0,1d^3} = K_d \frac{G_2}{0,2d^3} b \text{ (NM/m}^2\text{)}$$

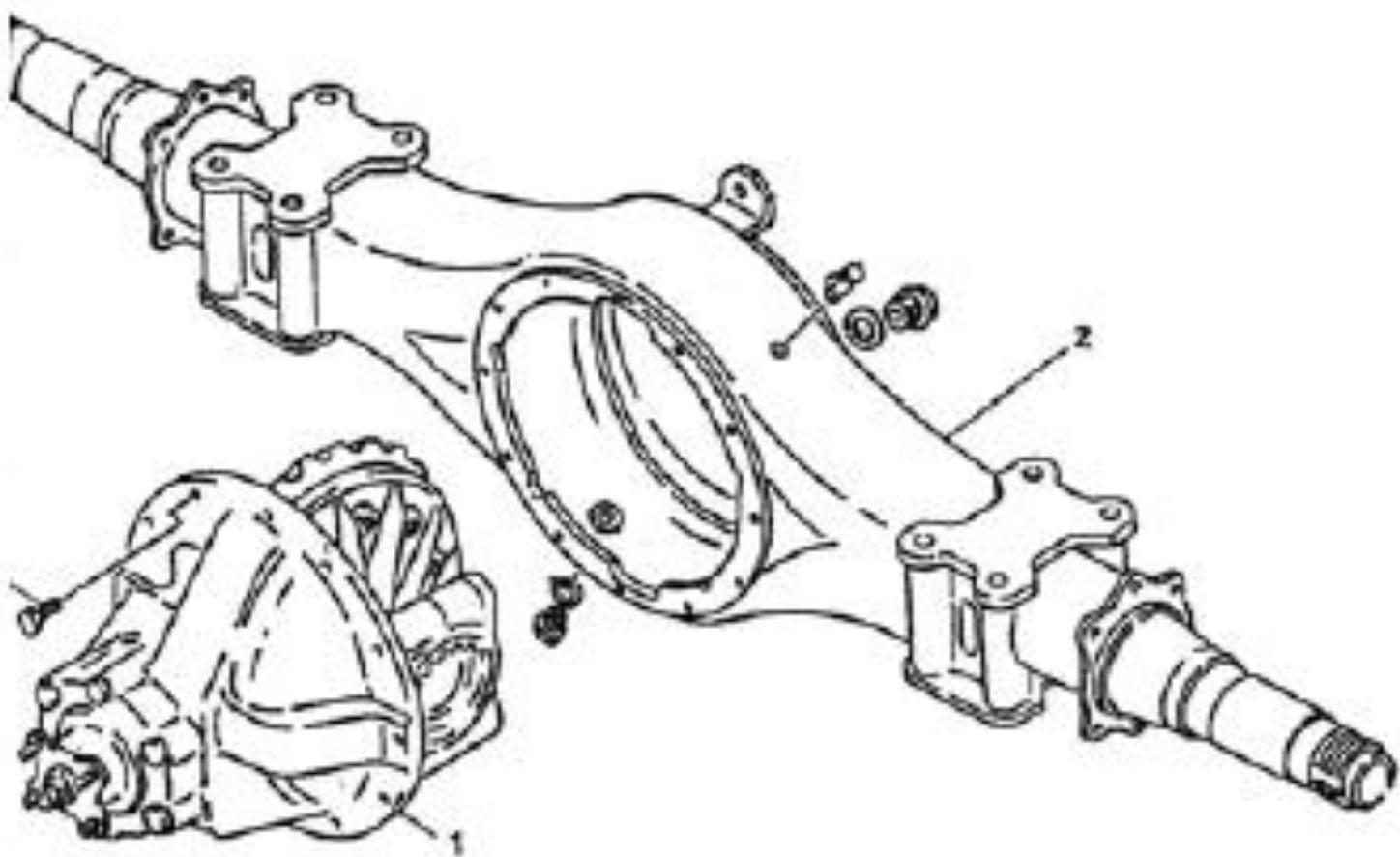
5d. Axle Housing Design

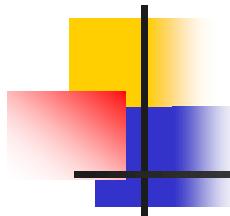


The axle housing may be of the one-piece or split (banjo) type construction. The former, known as the banjo type because of its appearance, is far more common. Notice that openings, both front and rear, are provided in the center housing. The front opening is closed by the differential carrier, while the rear is closed by a spherical cover plate.



5d. Axle Housing Design





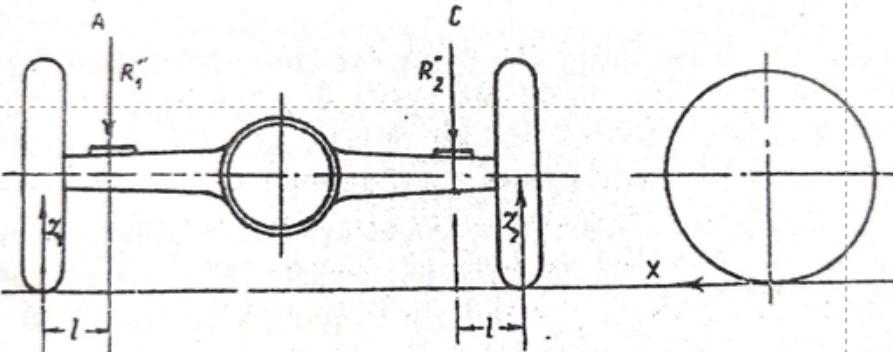
5d. Axle Housing Design



5d. Axle Housing Design

Tính toán dầm cầu

Truyền lực kéo,
phanh cực đại



Mômen uốn sinh ra do lực Z ở
tiết diện đi qua giữa nhịp:

$$M_Z = Zl = \frac{m_{2k}G_2}{2}l$$

Mômen uốn do lực X sinh ra là

$$M_X = Xl = \frac{M_{emax}i_h i_o l}{2r_{bx}}$$

Mômen xoắn do lực kéo X
max truyền qua bánh xe

$$M_x = Xr_{bx} = \frac{M_{emax}i_h i_o}{2}$$

Ứng suất uốn và xoắn tổng hợp xác định trong trường hợp vỏ có tiết diện tròn:

$$\sigma'_1 = \frac{D}{0,2(D^4 - d^4)} \cdot \frac{1}{2} \left(\sqrt{M_Z^2 + M_X^2} + \sqrt{M_Z^2 + M_X^2 + M_x^2} \right)$$

5d. Axle Housing Design



Tính toán dầm cầu

Truyền lực kéo,
phanh cực đại

Nếu vỏ cầu có tiết diện hình chữ nhật thì ứng suất uốn và ứng suất xoắn sẽ được tính như sau:

$$\sigma' = \frac{M_Z}{W_1} + \frac{M_X}{W_2} \quad \tau = \frac{M_x}{W_3}$$

W_1 – mômen chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng tại tiết diện A và C.

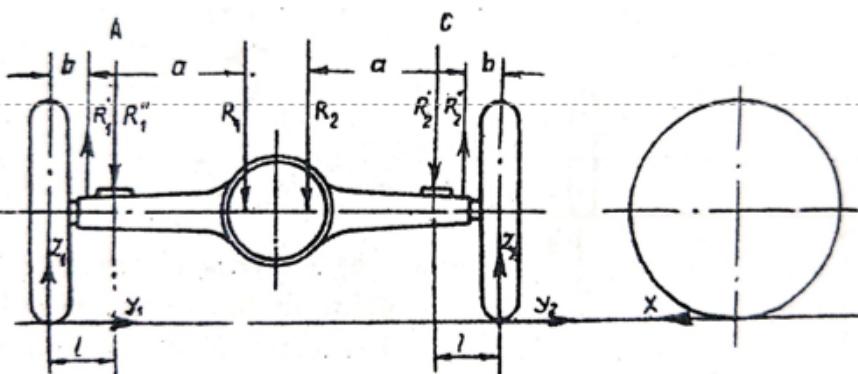
W_2 – mômen chống uốn trong mặt phẳng ngang tại tiết diện A và C.

W_3 – mômen chống xoắn trong tiết diện tinh.

5d. Axle Housing Design

Tính toán đầm cầu

Lực ngang Y
cực đại



Các lực Z và Y và mômen uốn M_A tác dụng vào tiết diện A của cầu:

$$M_A = Z_1(l - b) \frac{a + b - \varphi r_{bx}}{a}$$

Tương tự với mômen tại tiết diện C

$$M_C = Z_2(l - b) \frac{a + b + \varphi r_{bx}}{a}$$

➡ Ứng suất uốn tại các tiết diện trên là: $\sigma_A = \frac{M_A}{W_A}; \sigma_C = \frac{M_C}{W_C}$

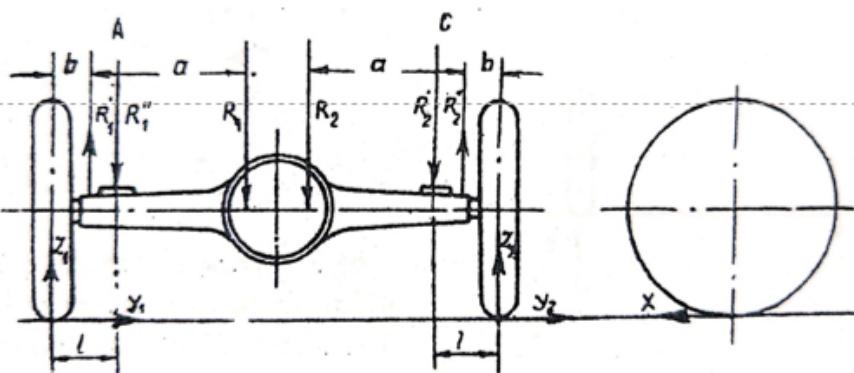
5d. Axle Housing Design

Tính toán dầm cầu

Lực thẳng đứng Z cực đại

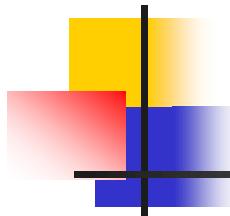
Mômen uốn do lực Z sinh ra trong mặt phẳng thẳng đứng:

$$M_Z = Zl = K_d \frac{G_2}{2} l$$



→ Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma = \frac{M_Z}{W_u}$$

A decorative graphic in the top left corner consisting of four colored squares (yellow, red, blue, and orange) arranged in a cross pattern, with a thin black crosshair line extending from the center through the squares.

**END OF
CHAPTER 5**



Chapter 6

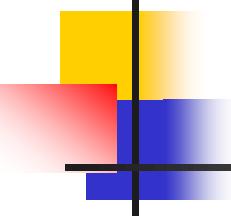
Brake Design

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT

- 2020 -



Contents

- 1. Working Conditions**
- 2. Requirements**
- 3. Design plan**
- 4. Layout Design**
- 5. Technical design**
- 6. Brake Pressure Reducer**

1. Working conditions

Brake system is a system that ensures safety for vehicles, judged by the **brake efficiency parameters**:

- + The most important working parameter: **Maximum brake deceleration $j_{p\max}$** . The higher the maximum brake deceleration, the more efficiency the braking process.

Strict brake process: Brakes with $j_p = j_{p\max}$.

- + The characteristic parameter for the entire brake system structure is the **brake torque** (and **brake force**).

Brake force:

$$P_p = \frac{M_p}{r_{bx}}; \quad P_j = \sum P_p$$

Desire: ΣP_p is much larger than the inertial force P_j for rapid braking. However P_p is limited by the peripheral force: $P_p \leq P_\varphi$

→ The largest brake force that can be designed is: $P_p = P_\varphi$

Peripheral force is the parameter to calculate the braking system.

2. Requirements

1. Technical requirements:

- + Braking efficiency requirements: Parameters must be achieved are $j_{p\max}$, P_p , M_p .
- + Control requirements: S_{bd} , P_{bd}

Usually not achieved both of them → Use power-assisted brake.

Force acts on the brake pedal :

Passenger cars: 65 ~ 75 kG

Commercial cars: 75 ~ 85 kG

Maximum journey of brake pedal :

Passenger cars: 150 mm

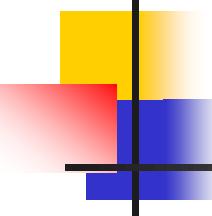
Commercial cars: 180 mm

Parking brake:

Brake force 35kG, journey 220mm.



Fig. 1: Dynamic brake analyser



2. Requirements

2. Specific requirements:

- + The braking time is very short → Delay time Δt must be small.

$$\Delta t = t_1 + t_2$$

t_1 : Reaction time of the driver → Can't interfere.

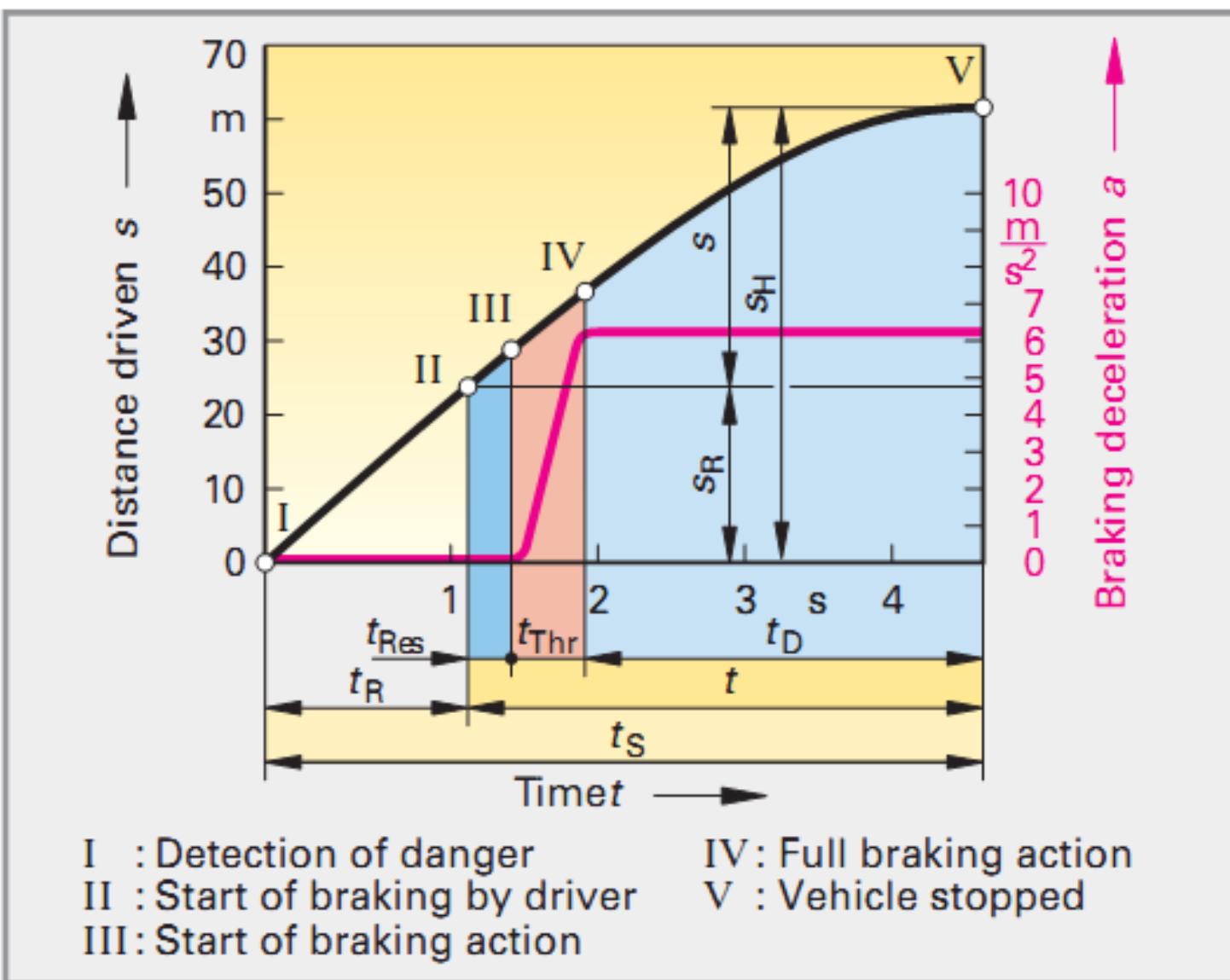
t_2 : Response time of the brake system.

- + The braking process is the process of consuming energy. Because of the short braking time, the heat transfer time from the outboard structure must be very short.

3. General requirements:

- + Price, technology, durable ...

2. Requirements



2. Requirements

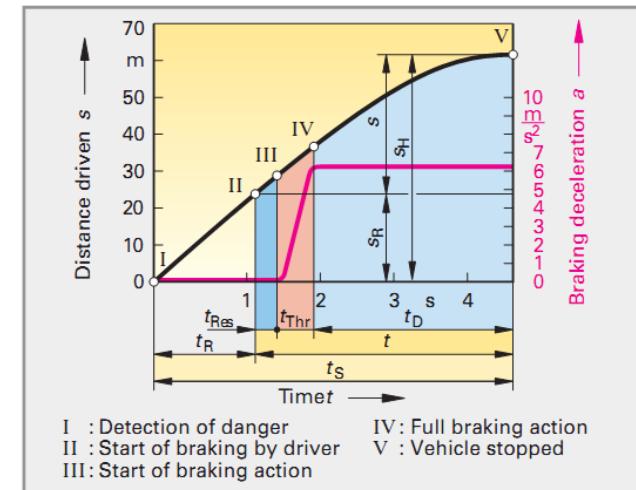
Reaction time t_R . This is the time needed by the driver between recognising a hazard and operating the brake pedal (reaction). The reaction time depends very much on the physical and mental condition of the driver. It can be lengthened significantly as a result of alcohol consumption, drug consumption as well as fatigue.

Braking time t . The sum of the response, threshold and delay times is known as the braking time t .

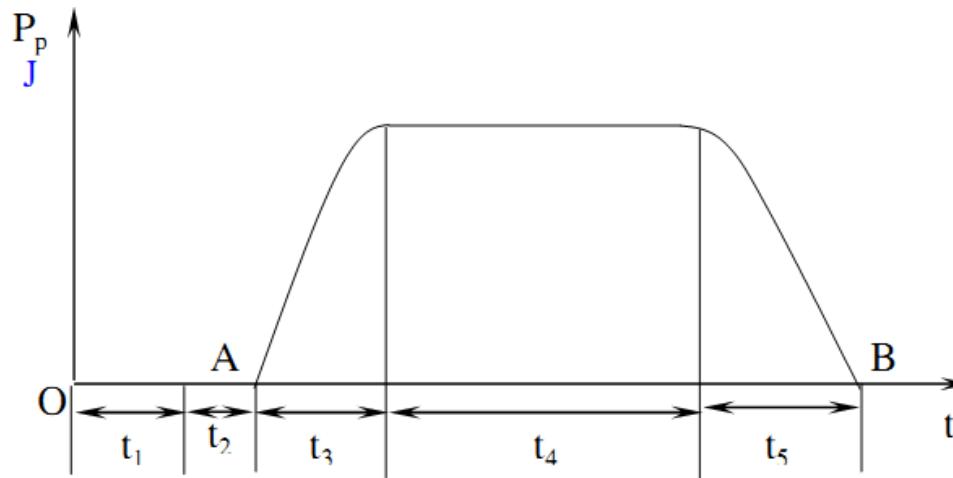
Response time t_{Res} . This is generated by the clearance in the brake system, e.g. pedal idle travel, clearances.

Threshold time t_{Thr} . The pressure in the brake system is increased during the threshold time and the desired braking deceleration is achieved.

Delay period t_D . The braking deceleration remains constant until the vehicle comes to a halt.



2. Requirements



t_1 - thời gian phản xạ của lái xe $t_1 \approx 0,3 \div 0,85$ s

t_2 - thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh: là thời gian từ khi người lái đạp phanh đến khi má phanh áp sát trống phanh.

Phanh dầu $t_2 \approx 0,03$ s.

Phanh hơi $t_2 \approx 0,3$ s.

t_3 - thời gian tăng lực phanh hay gia tốc chậm dần.

Phanh dầu $t_3 \approx 0,2$ s.

Phanh hơi $t_3 \approx 0,5 \div 1,0$ s.

t_4 - thời gian phanh hoàn toàn ứng với lực phanh lớn nhất. Thời gian này là thời gian được tính theo công thức (V.18).

t_5 - thời gian thả phanh, lực phanh giảm đến không.

Phanh dầu $t_5 \approx 0,2$ s.

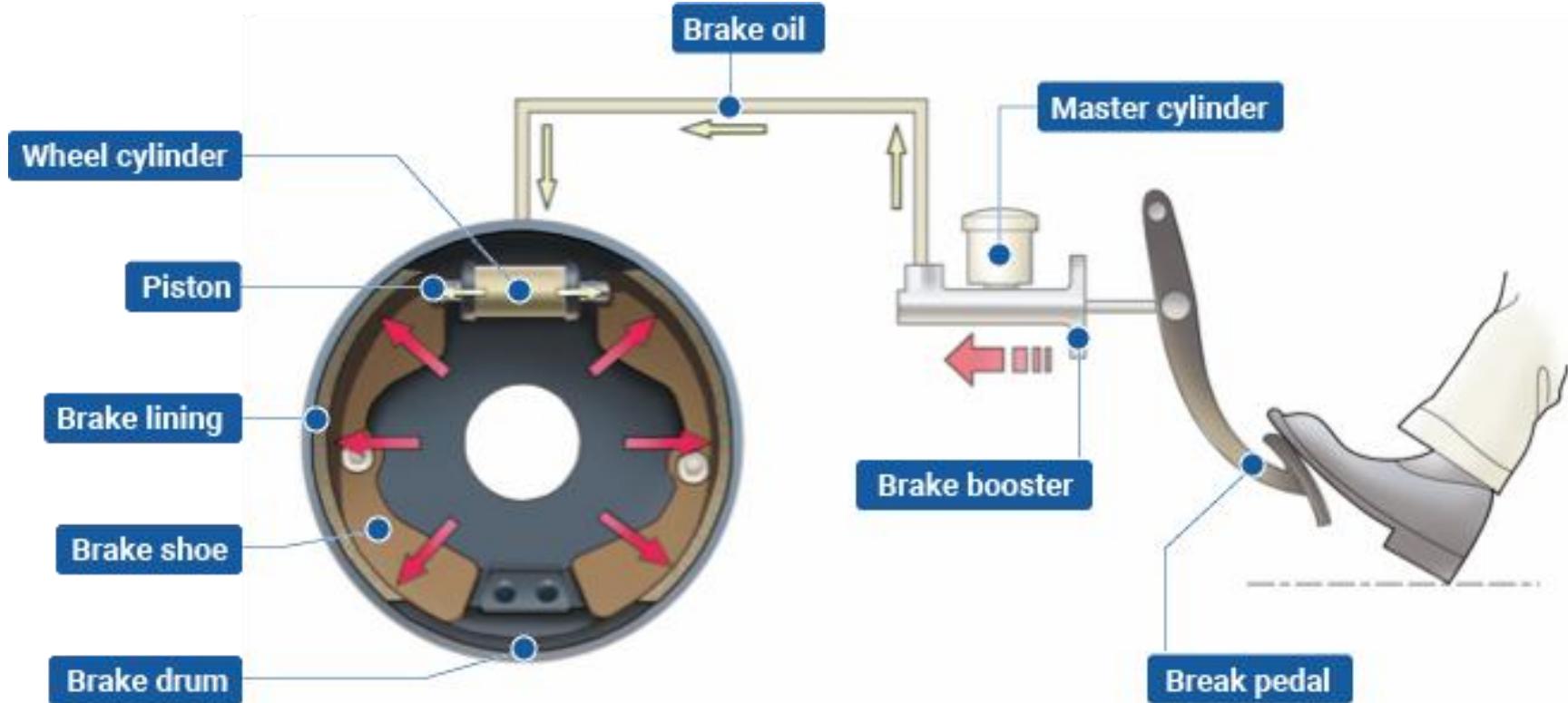
Phanh hơi $t_5 \approx 1,50 \div 2,50$ s.

3. Design plan

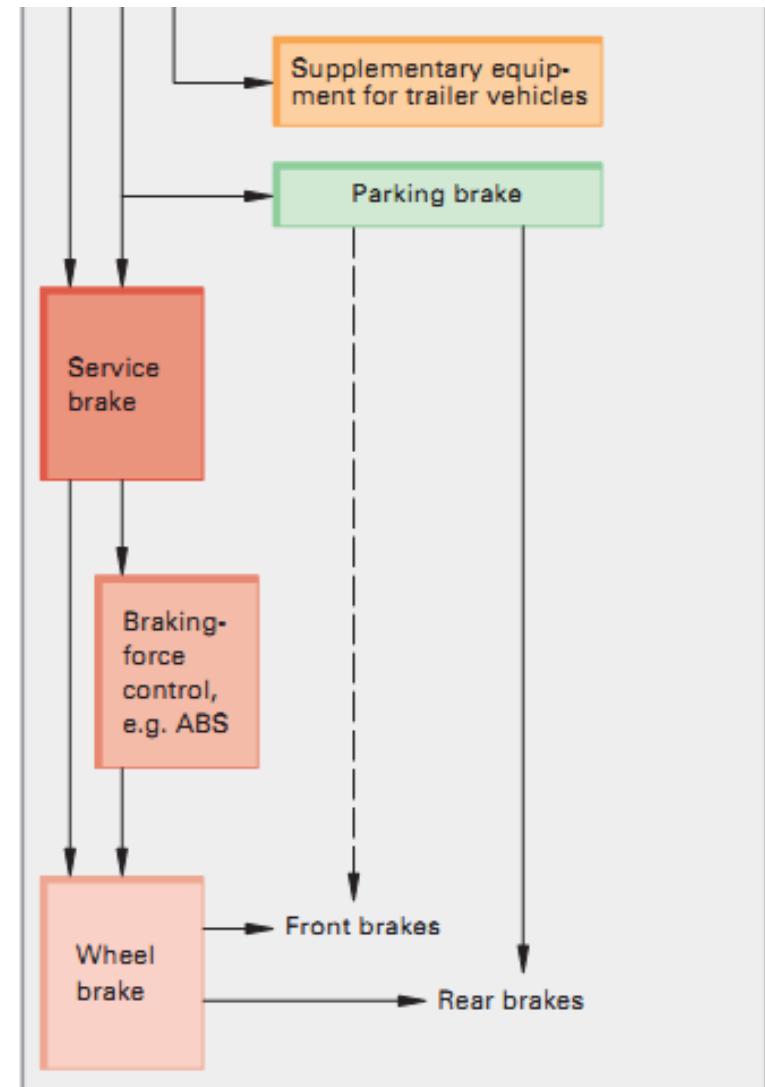
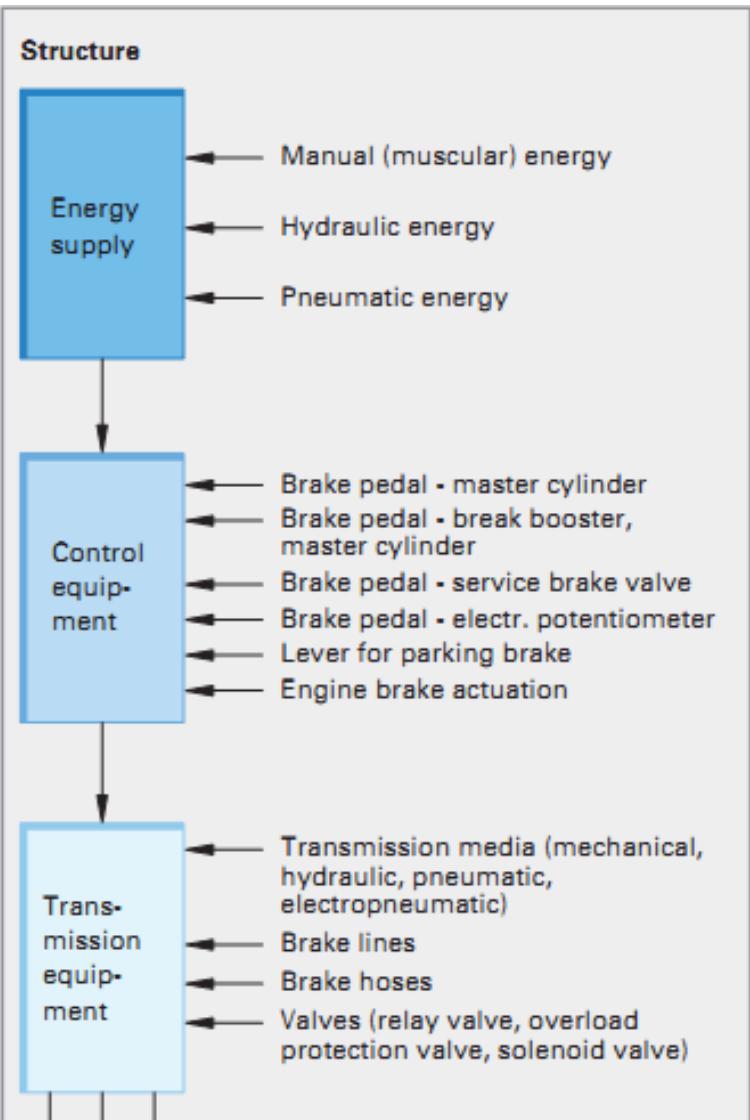
Brake System = Wheel Brake + Energy Transmission

Wheel Brake: Create M_p .

Energy Tranmission: Transmit force from driver to the wheel brake.



3. Design plan



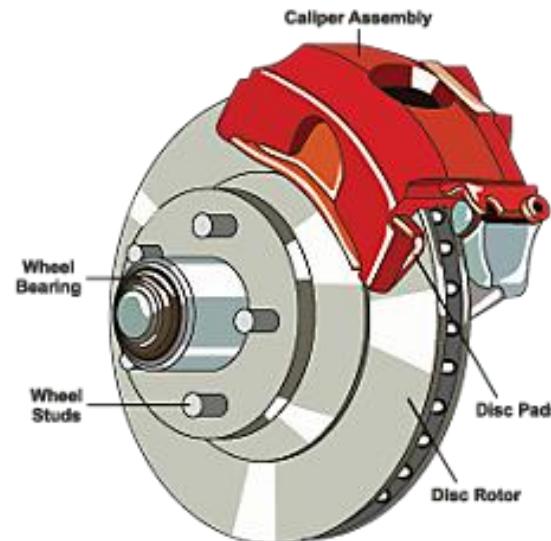
3a. Wheel Brake

There are two types of wheel brake using in cars:

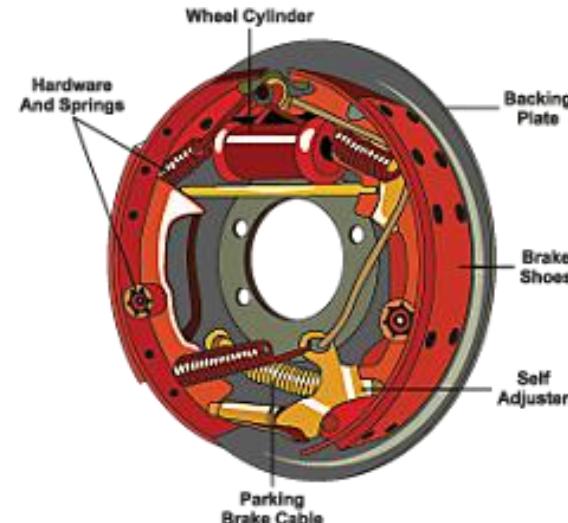
- + Drum brakes.
- + Disc brakes.

Principle: Brakes use friction to convert kinetic energy developed by the vehicle into heat energy.

Automotive Braking

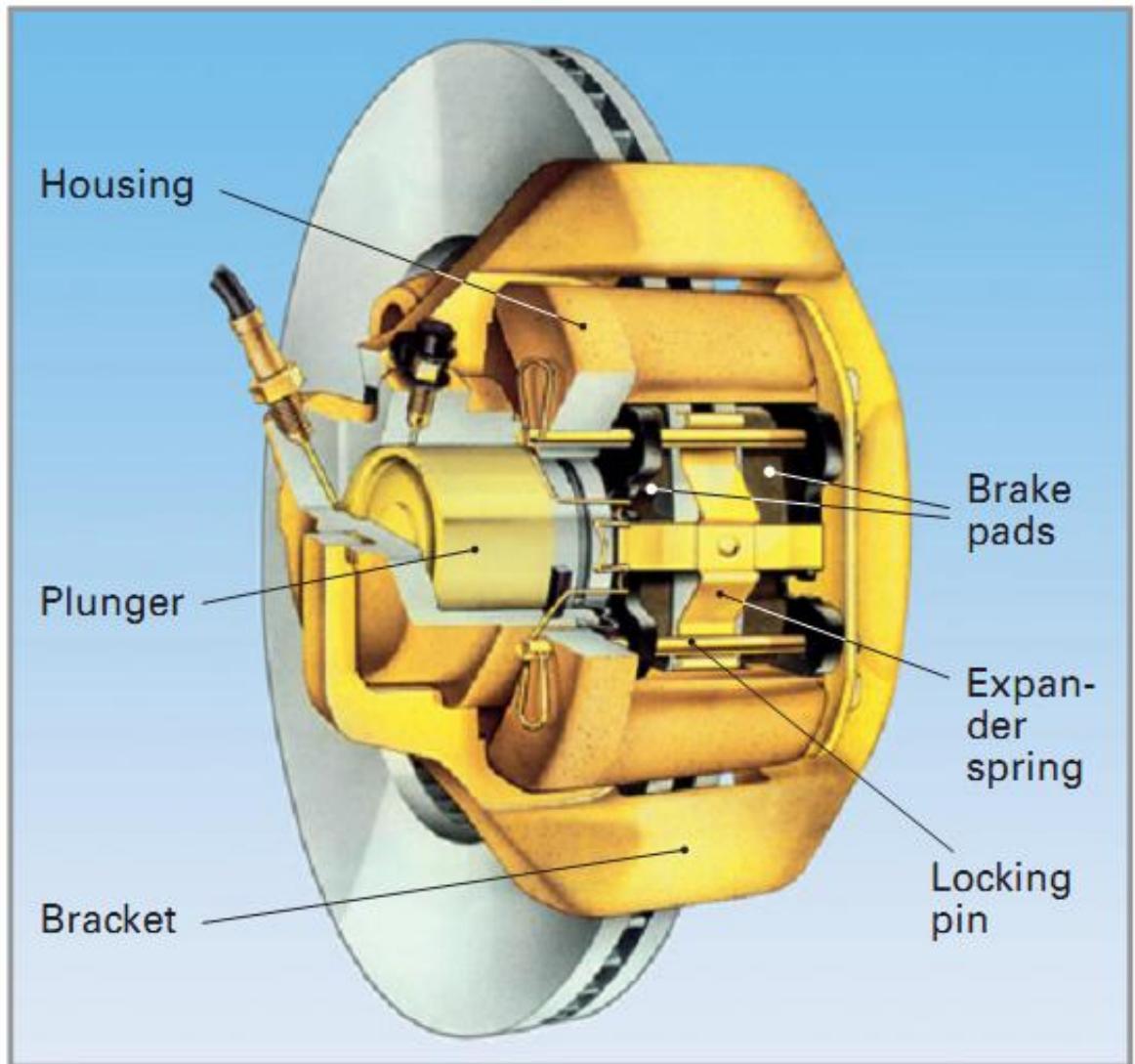


Disk Brake



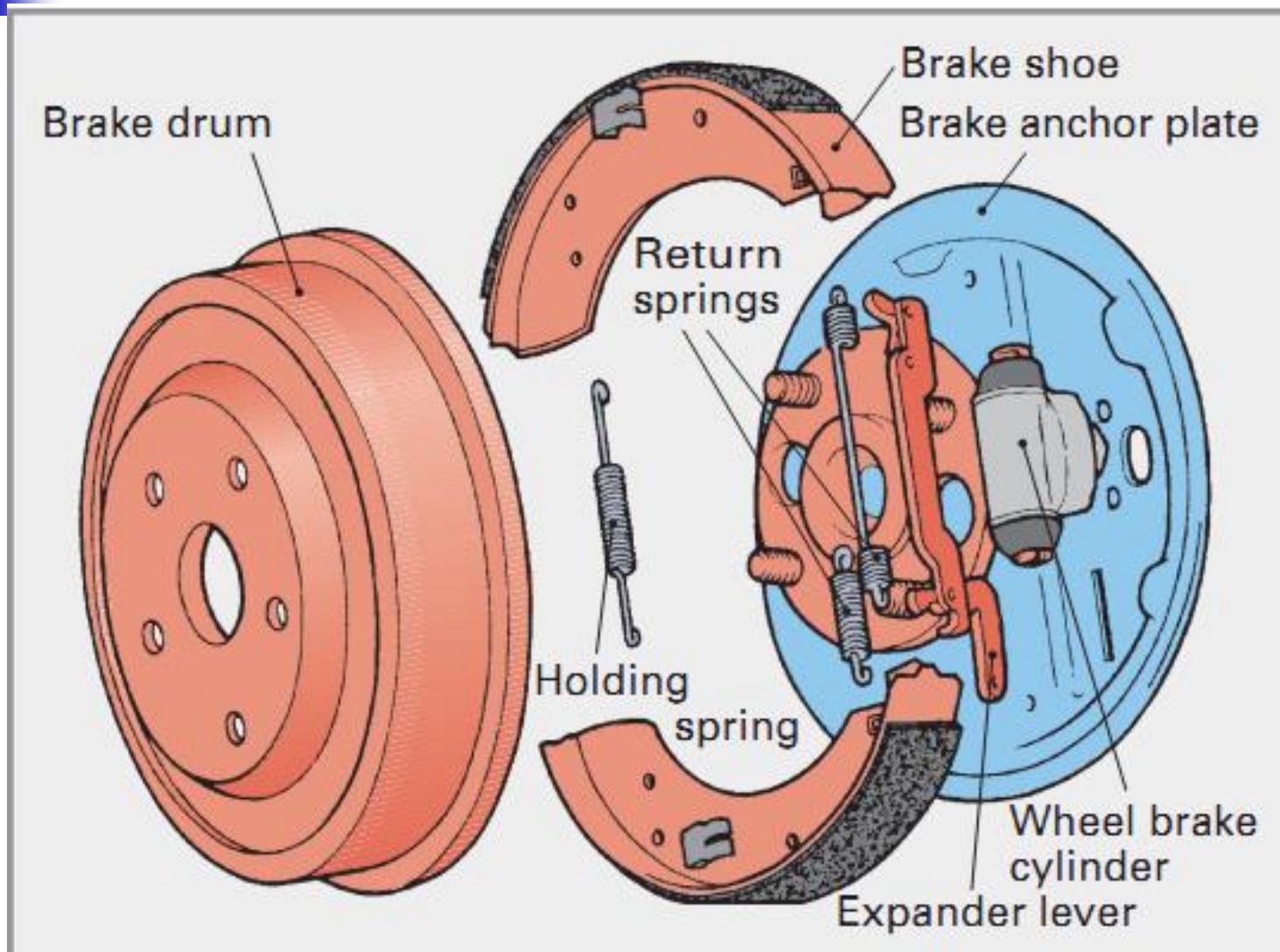
Drum Brake

3a. Wheel Brake

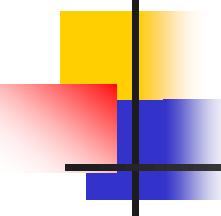


Disc brake

3a. Wheel Brake



Drum brake



3a. Wheel Brake

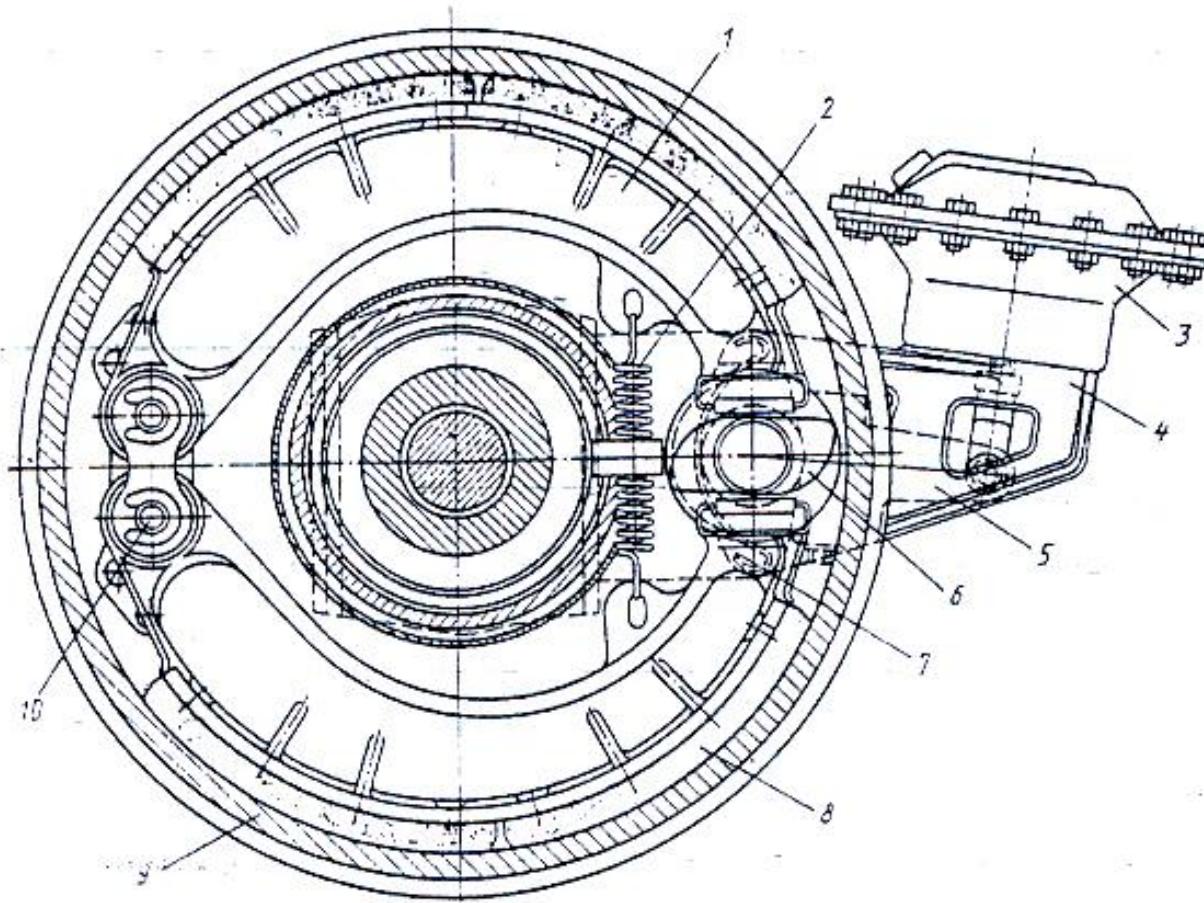
Comparison between DRUM BRAKE & DISK BRAKE:

| | | |
|------------------|-----------------------|--|
| Contact surface: | Curved face | Plane |
| | Uneven pressure | Even pressure |
| | Uneven wear | Even wear |
| | Big Δt | Small Δt |
| | Self-reinforcement | No self-reinforcement |
| | Hard to damage | Friction surface is easily damaged by dust |
| | Poor heat dissipation | Efficient cooling |
| | Heavier | Lighter |

→ Drum brakes are often used for medium and large trucks.
Disc brakes for high-speed passenger cars.

3a. Drum Brake

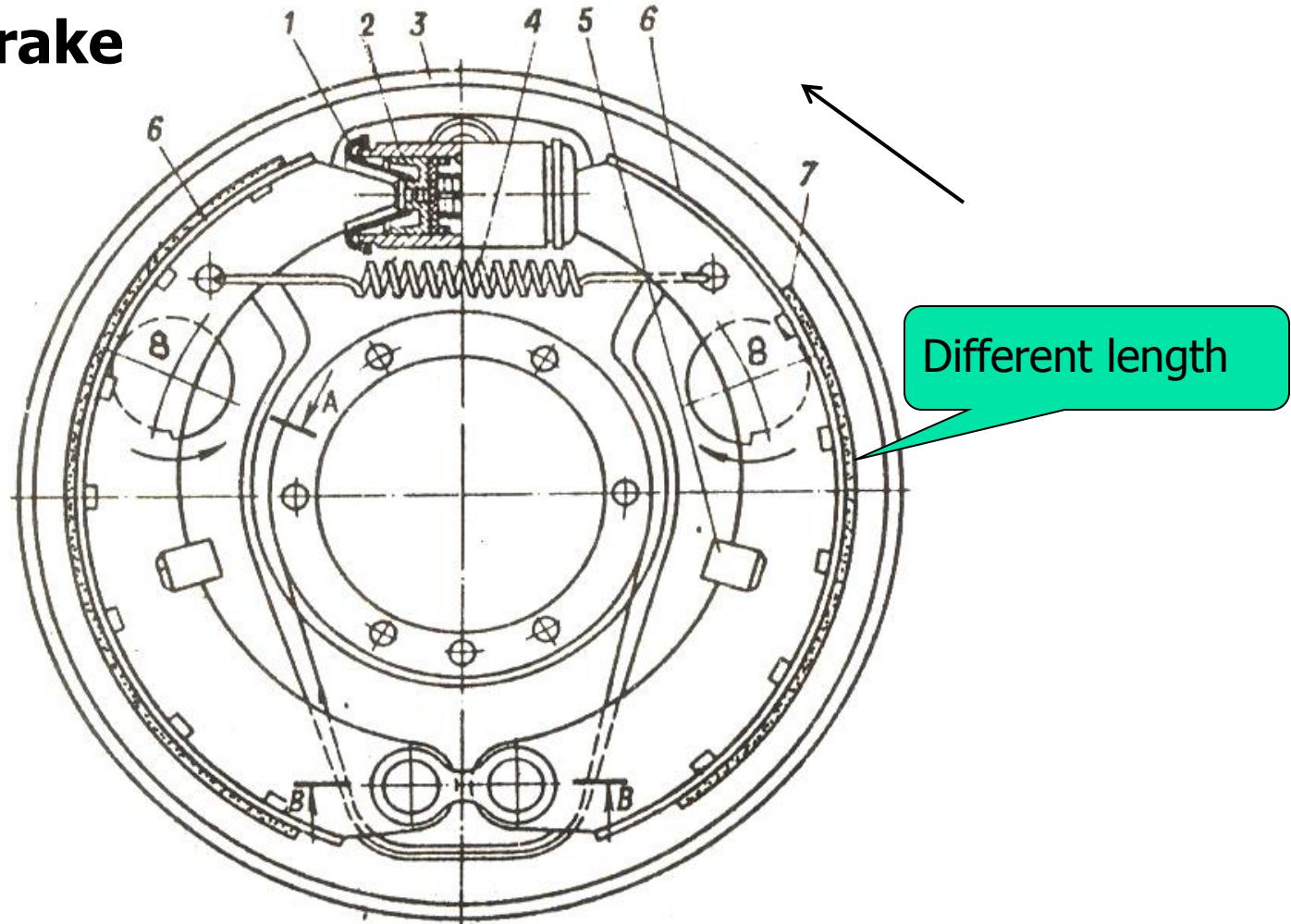
Simplex Brake



Axially symmetric, pneumatic energy

3a. Drum Brake

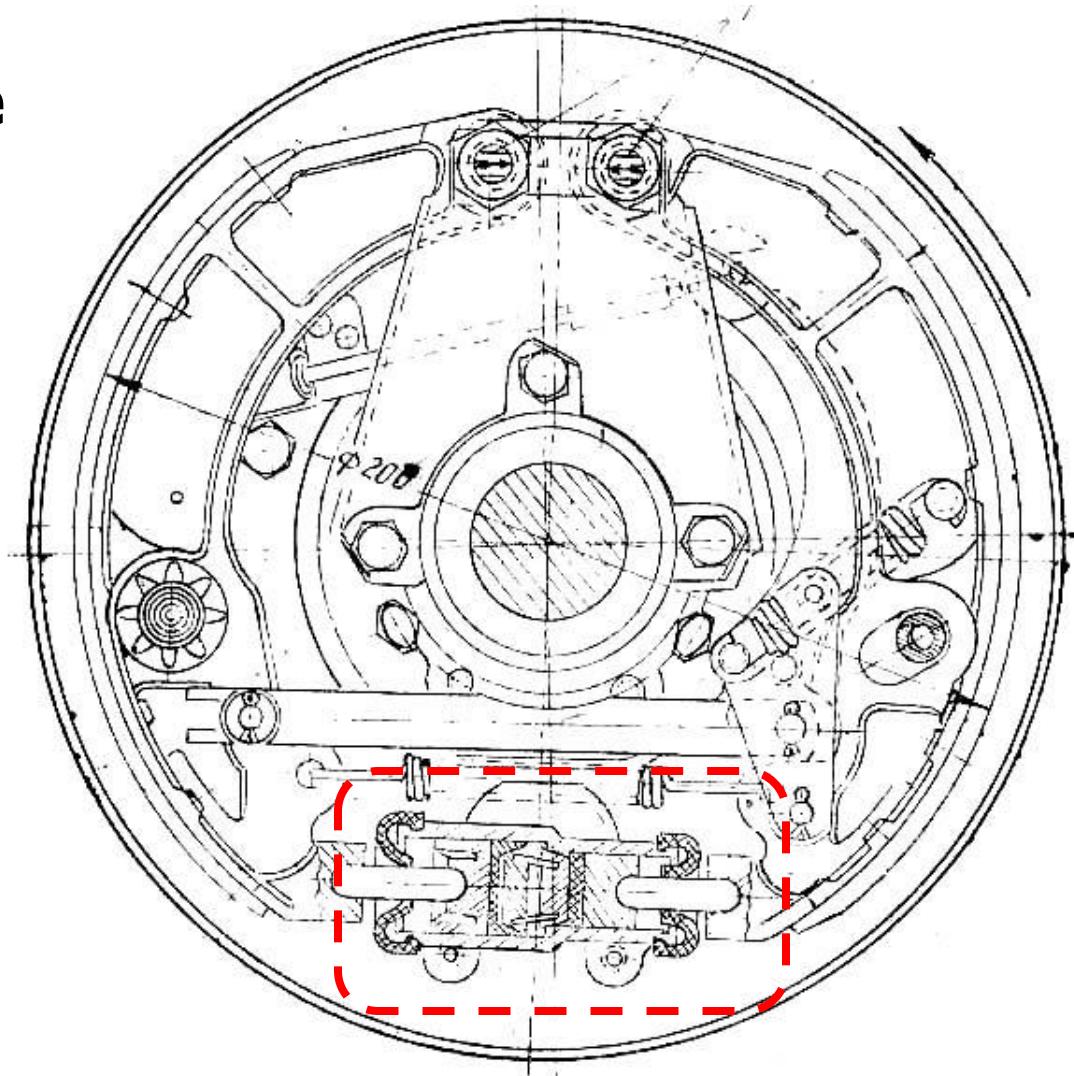
Simplex Brake



Axially asymmetric, hydraulic energy

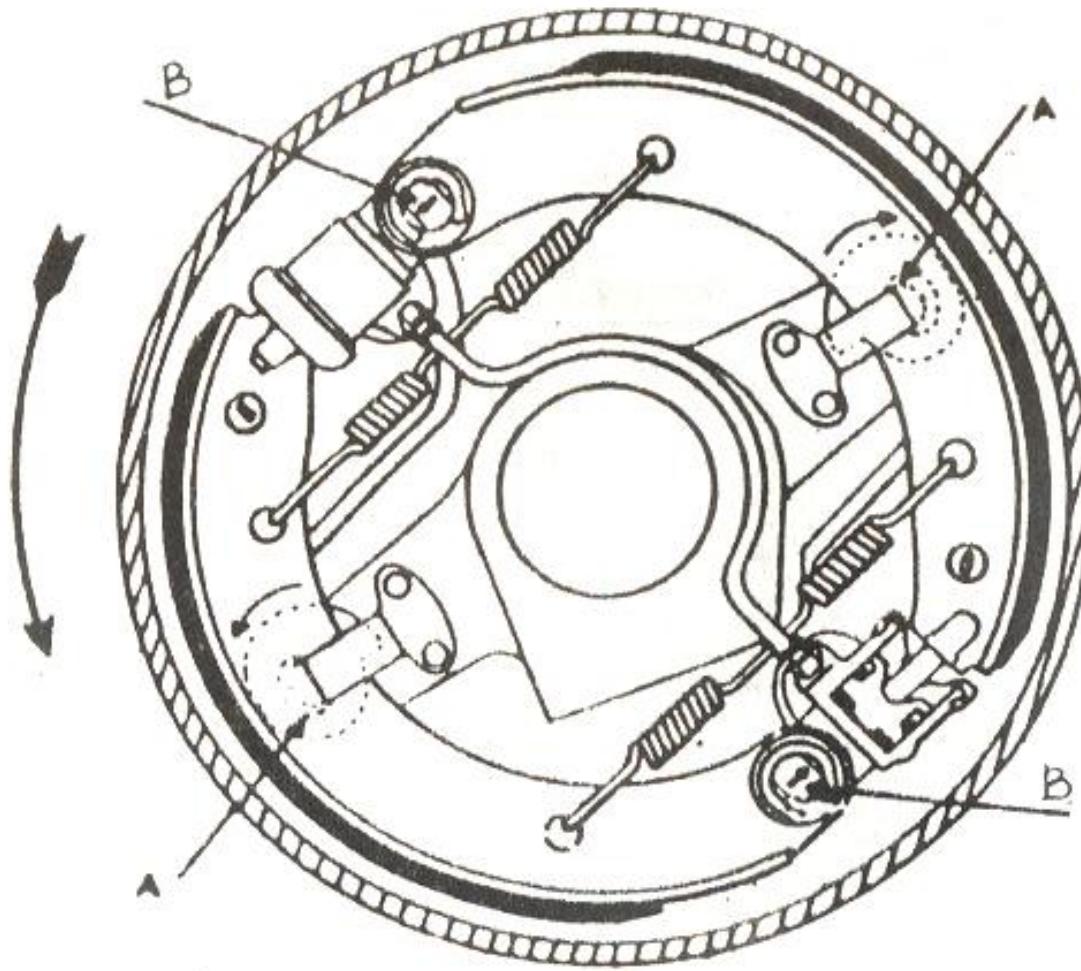
3a. Drum Brake

Simplex Brake



Axially symmetric, hydraulic energy

3a. Drum Brake



Duplex Brake

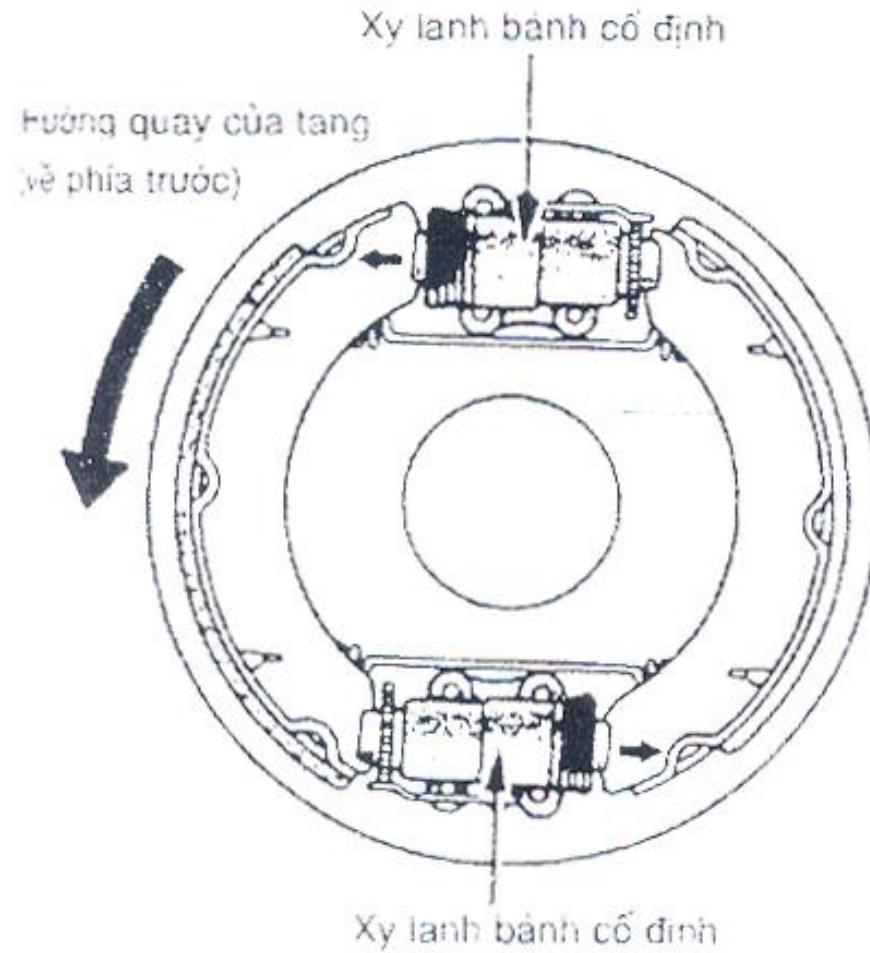
Used for front wheels in small cars and trucks.

Circularly symmetric, effective of forward = twice backward

3a. Drum Brake

Duo-servo Brake

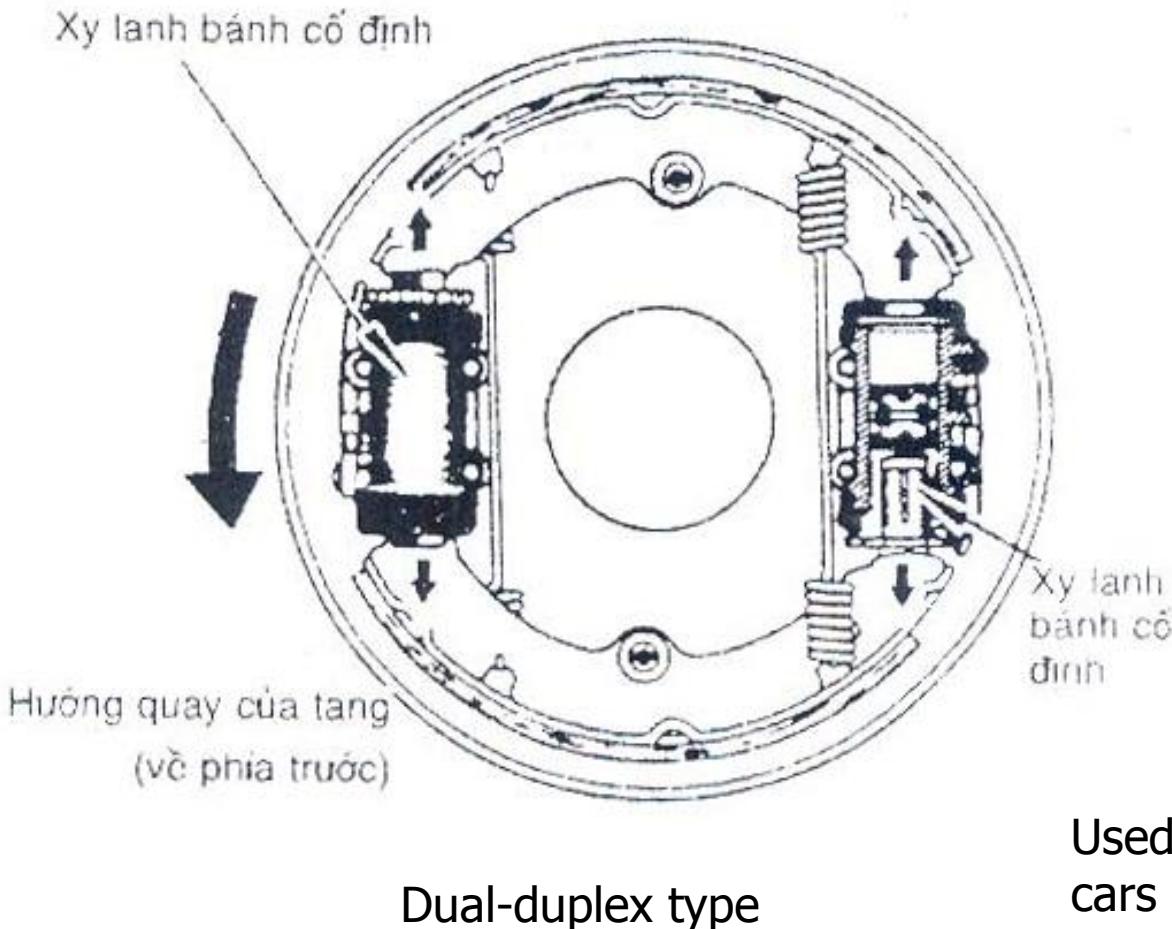
Used for front wheels in small cars and trucks.



Single effect type

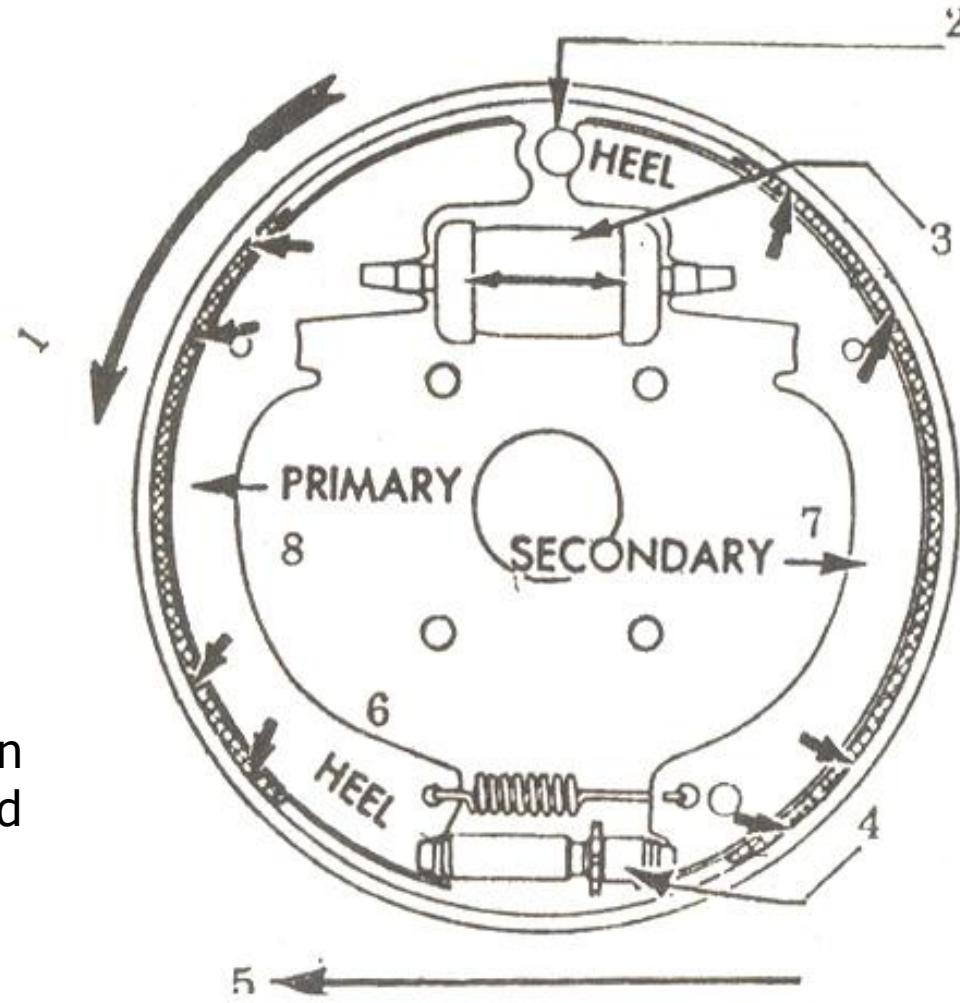
3a. Drum Brake

Duo-servo Brake



Used for rear wheels in small cars and trucks.

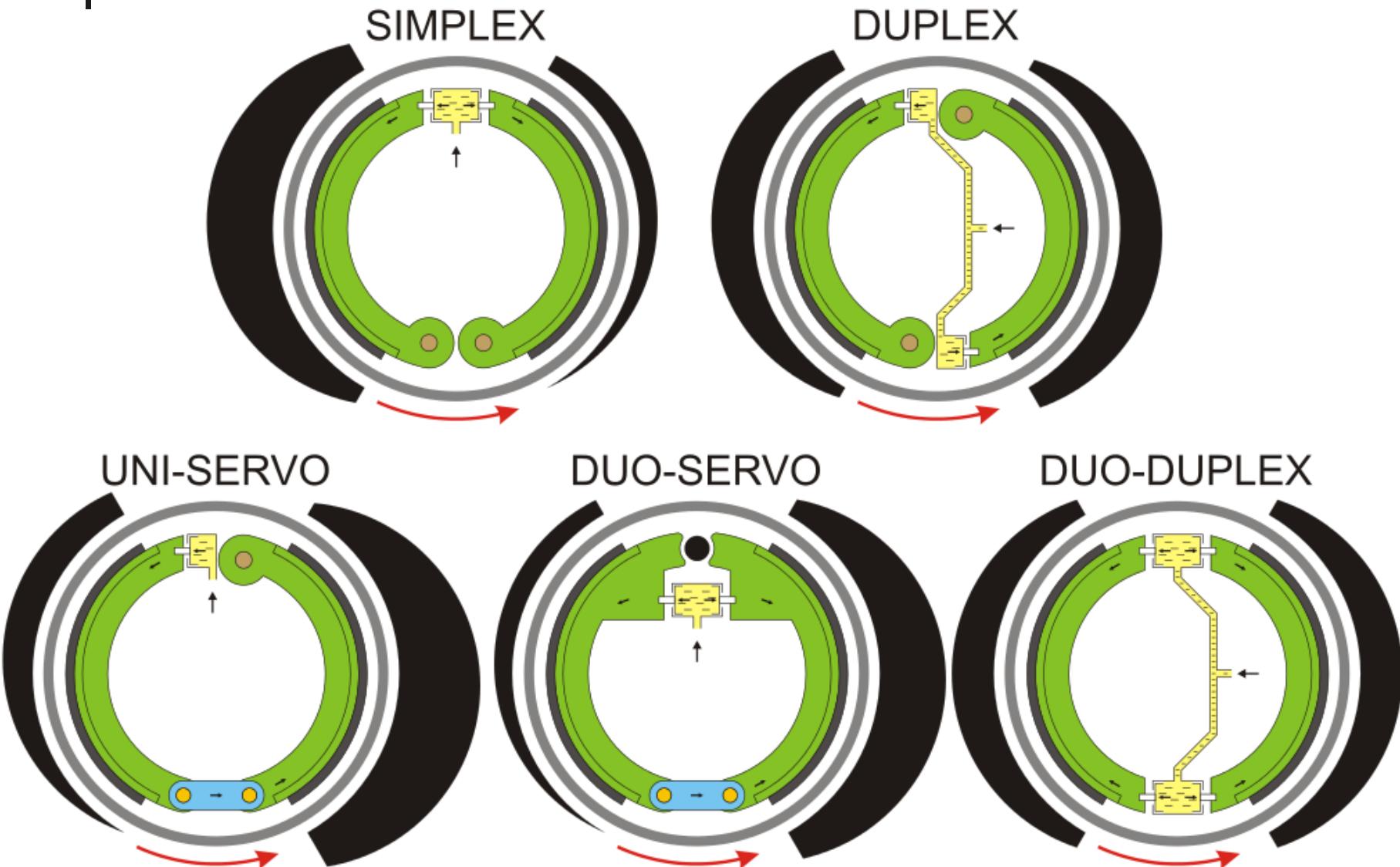
3a. Drum Brake



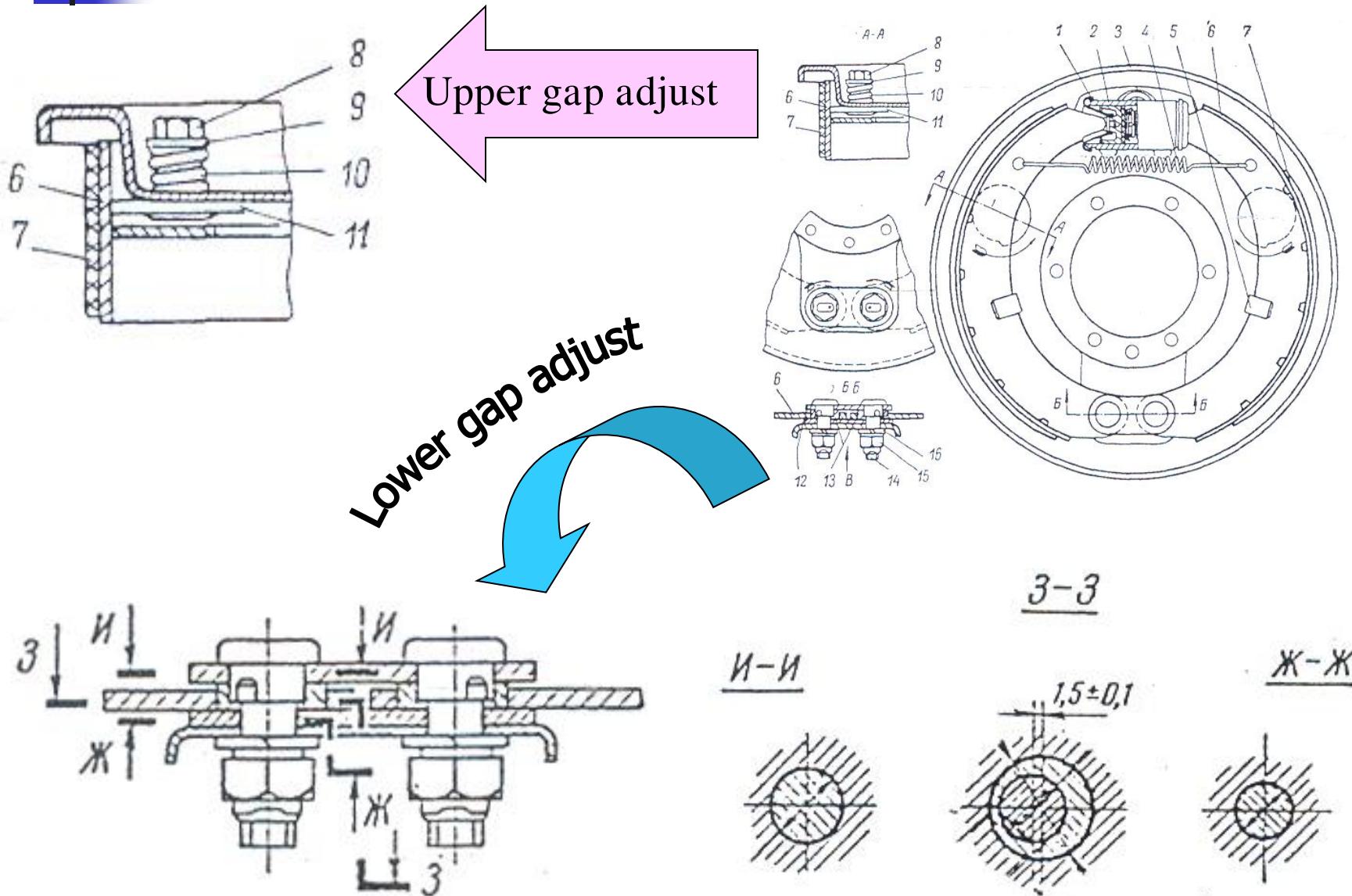
Used for front wheels in passenger car, small and medium trucks.

Self-reinforcement type

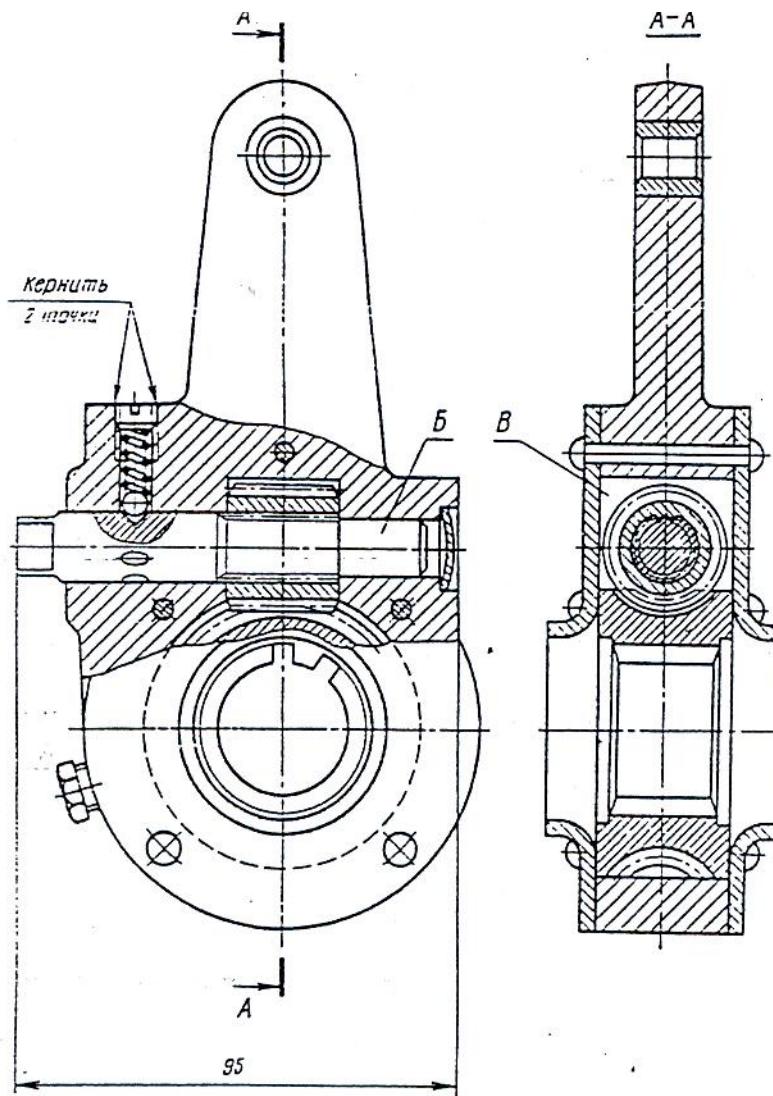
3a. Drum Brake



3a. Clearance Adjustment

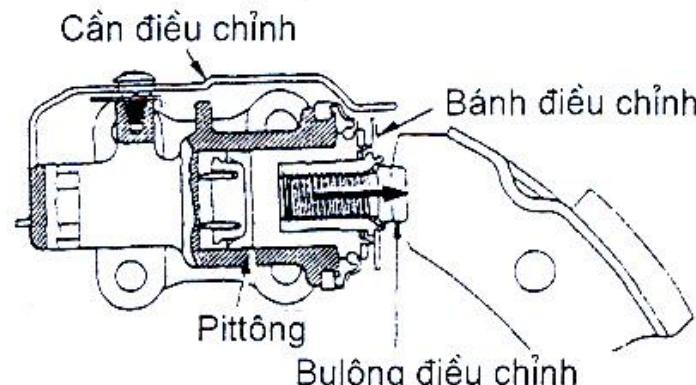


3а. Clearance Adjustment

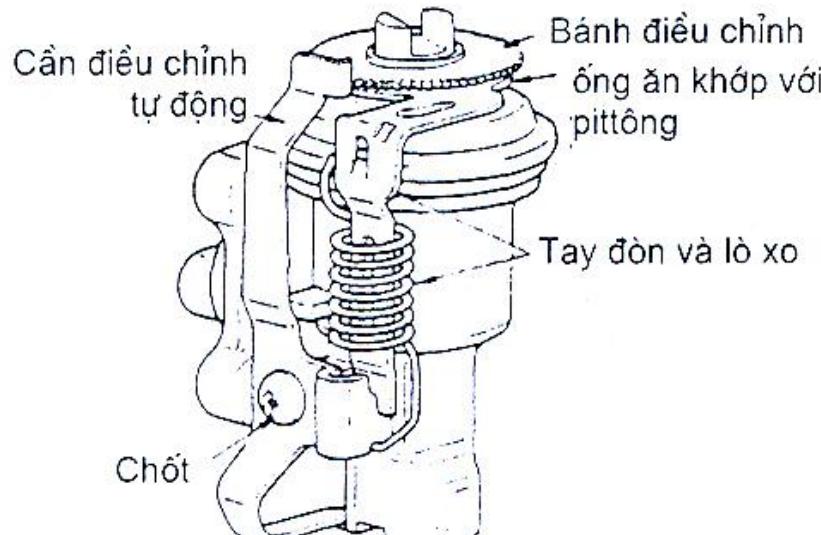


Pneumatic energy type.

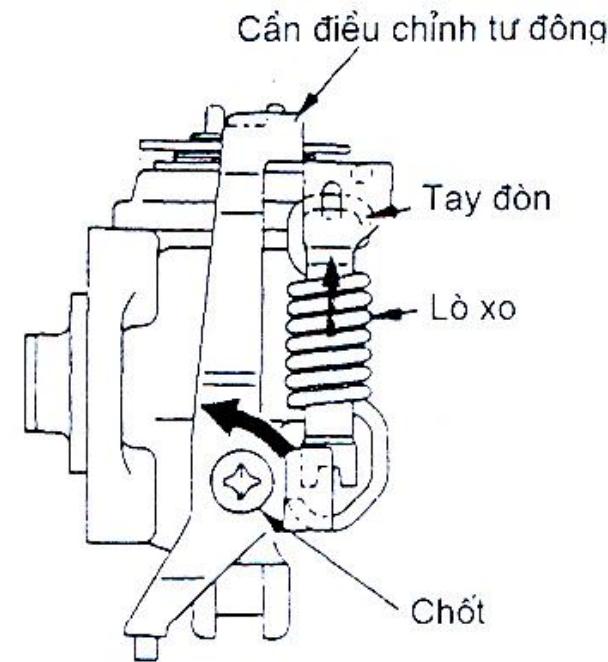
3a. Automatic Clearance Adjustment



a



b

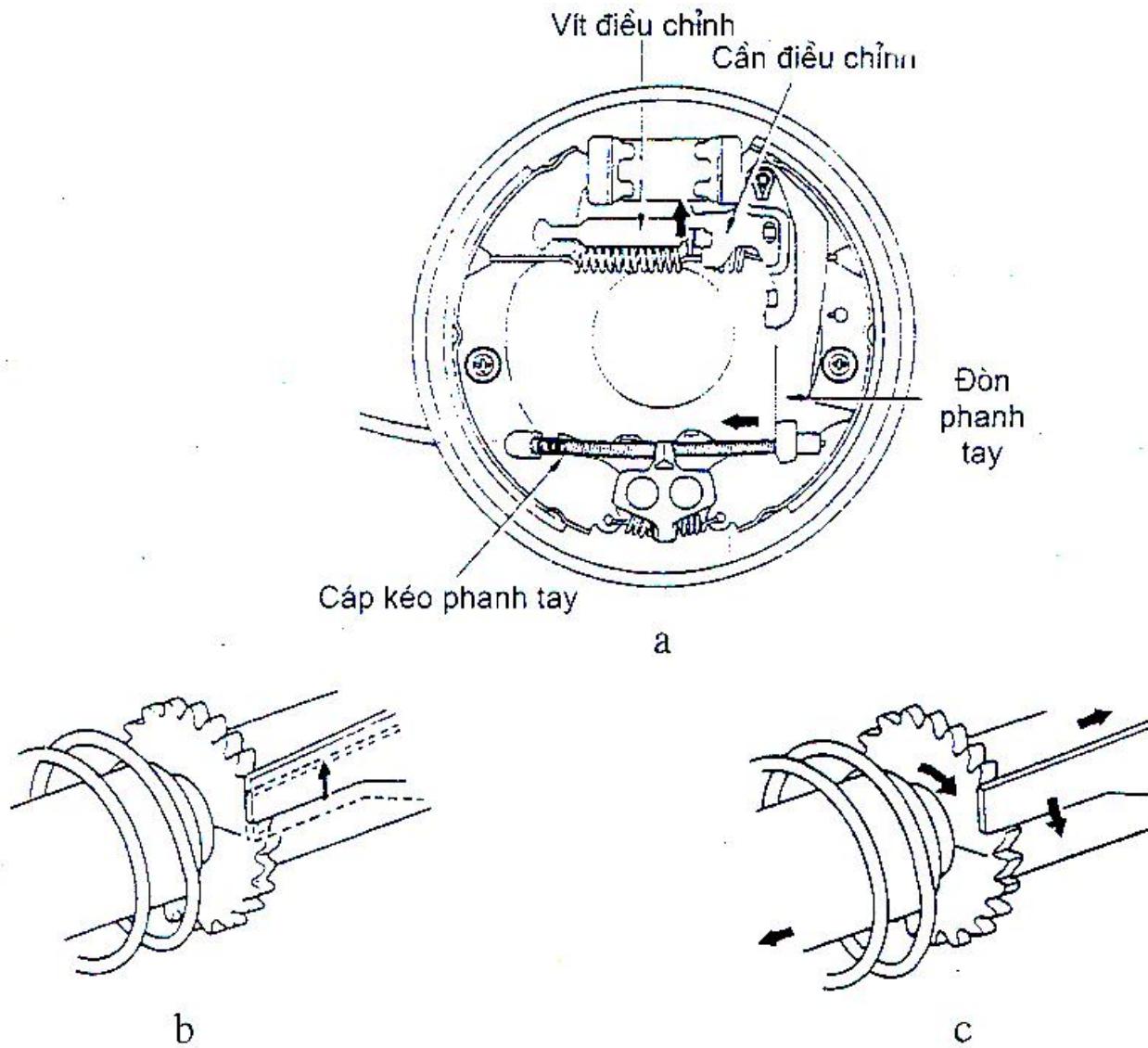


c

3a. Automatic Clearance Adjustment

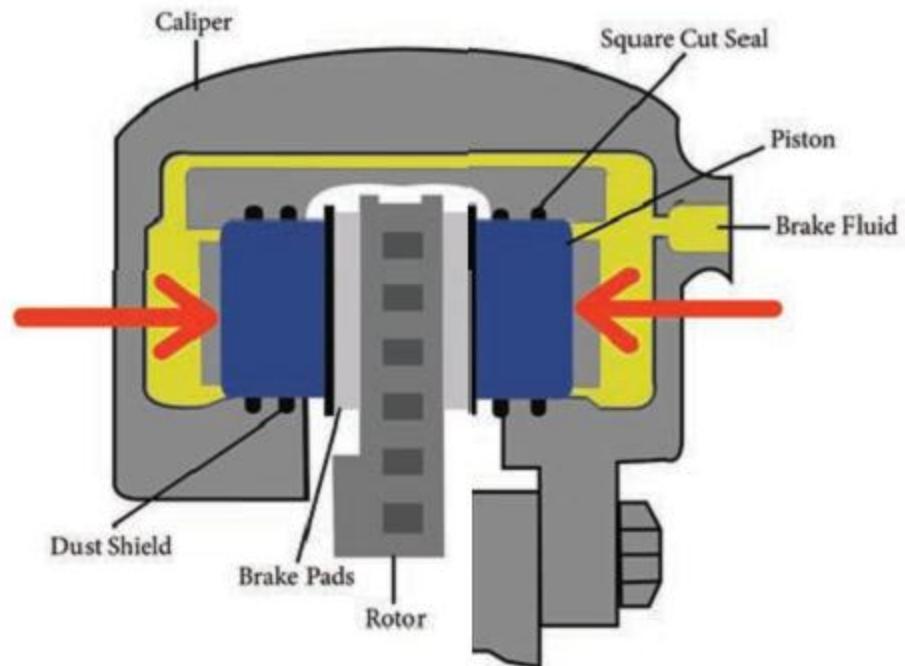
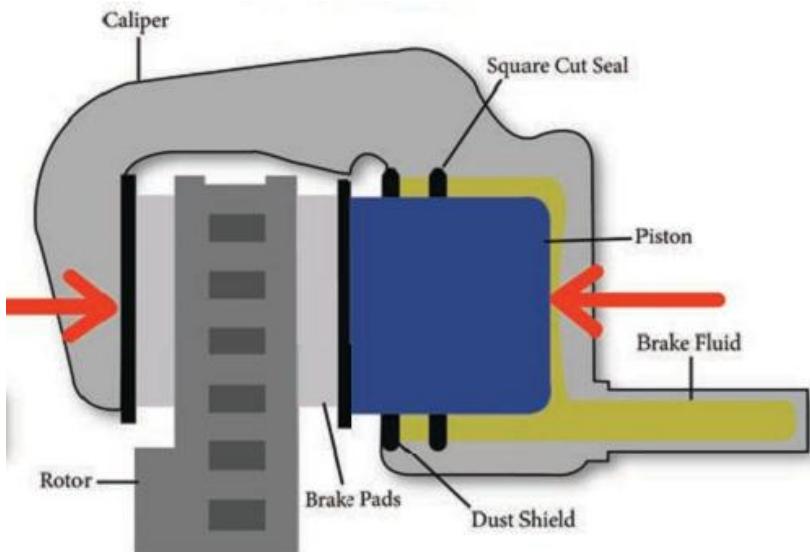


3a. Automatic Clearance Adjustment



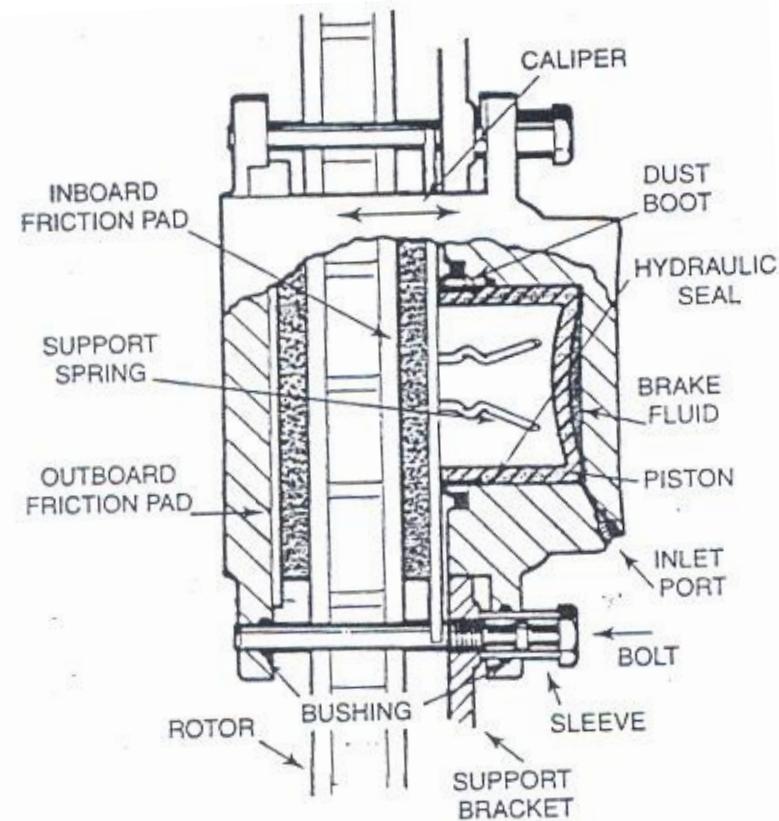
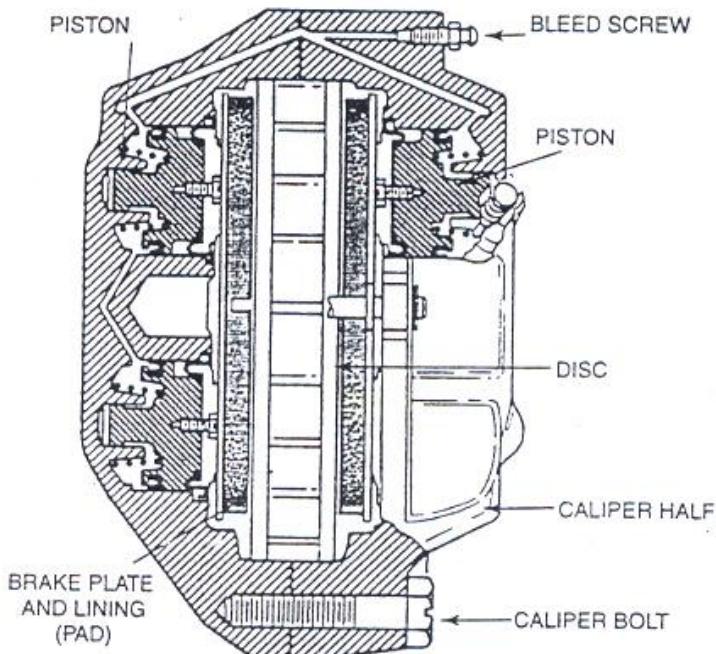
3a. Disc Brake

Fixed calliper brake

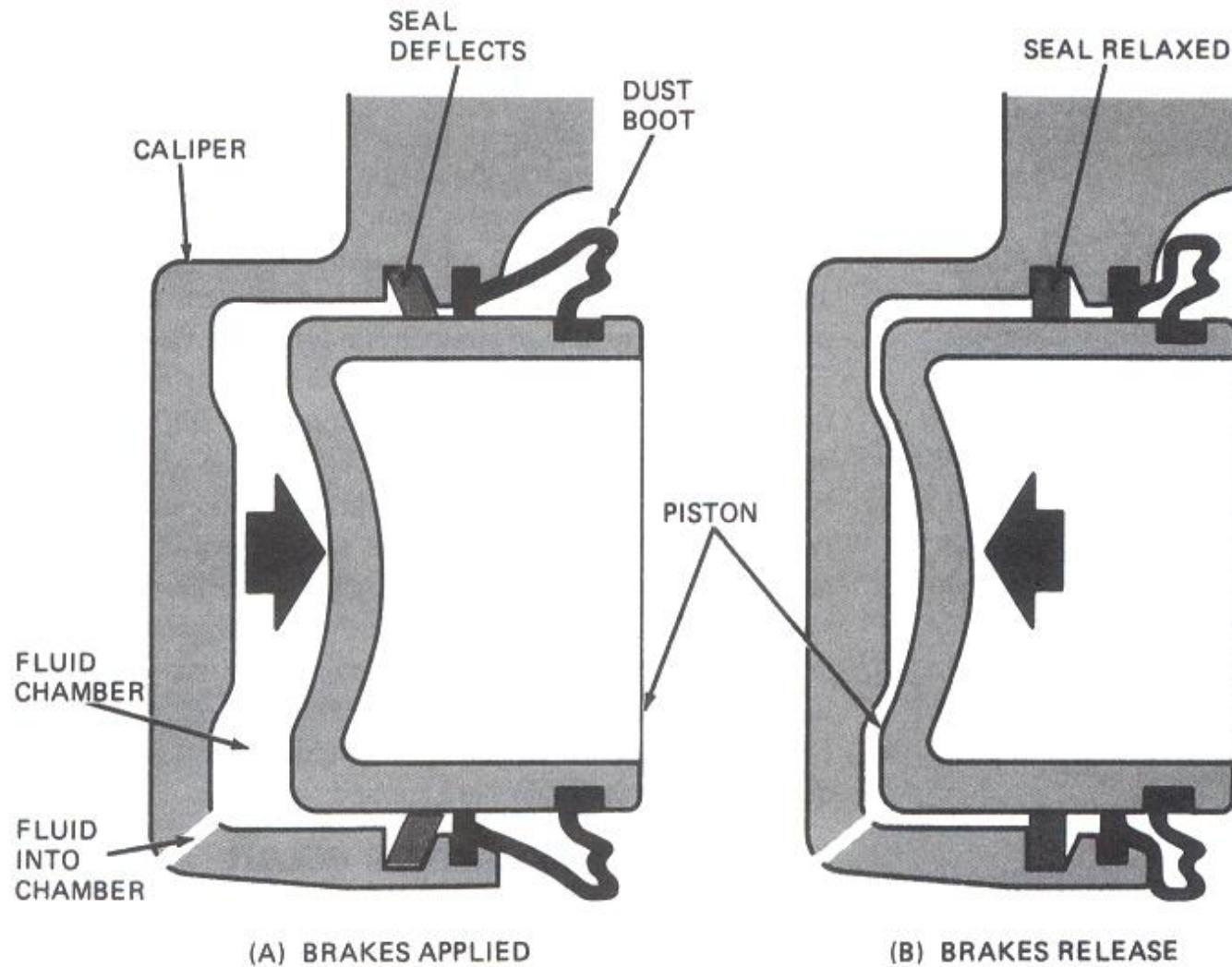


Floating calliper
brake

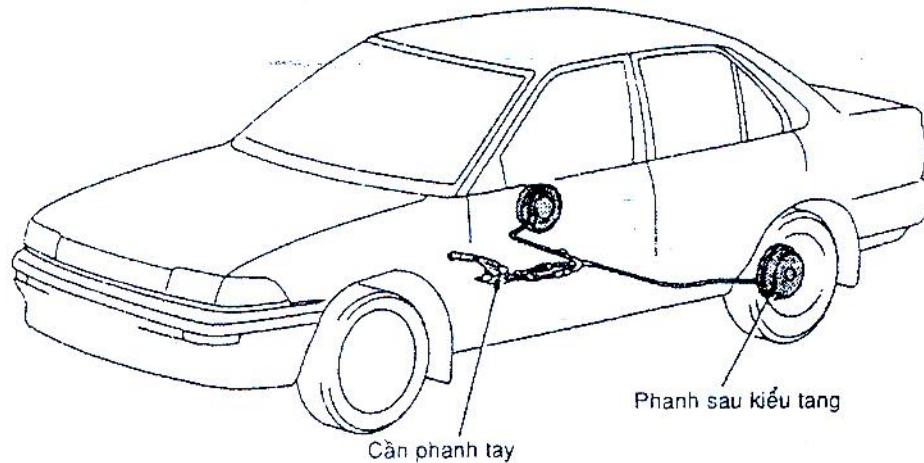
3a. Disc Brake



3a. Automatic Adjustment

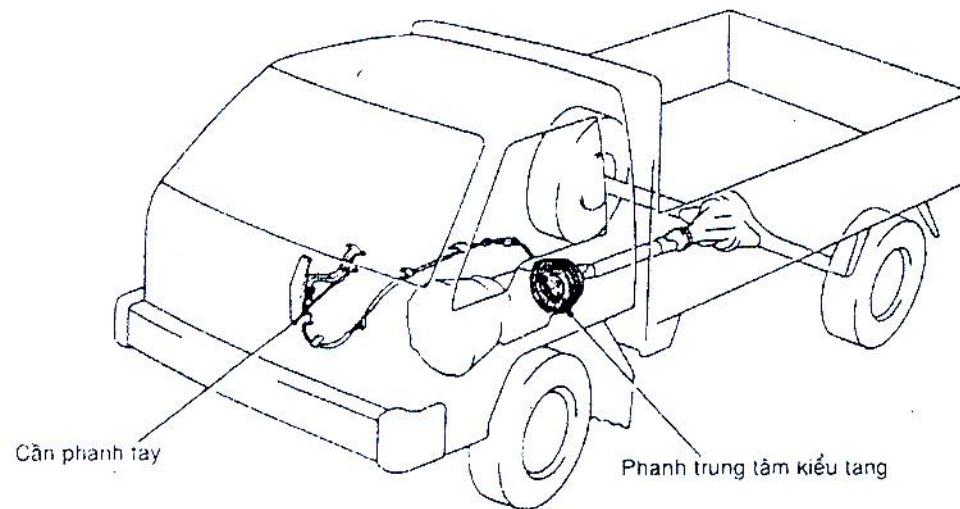


3a. Parking Brake

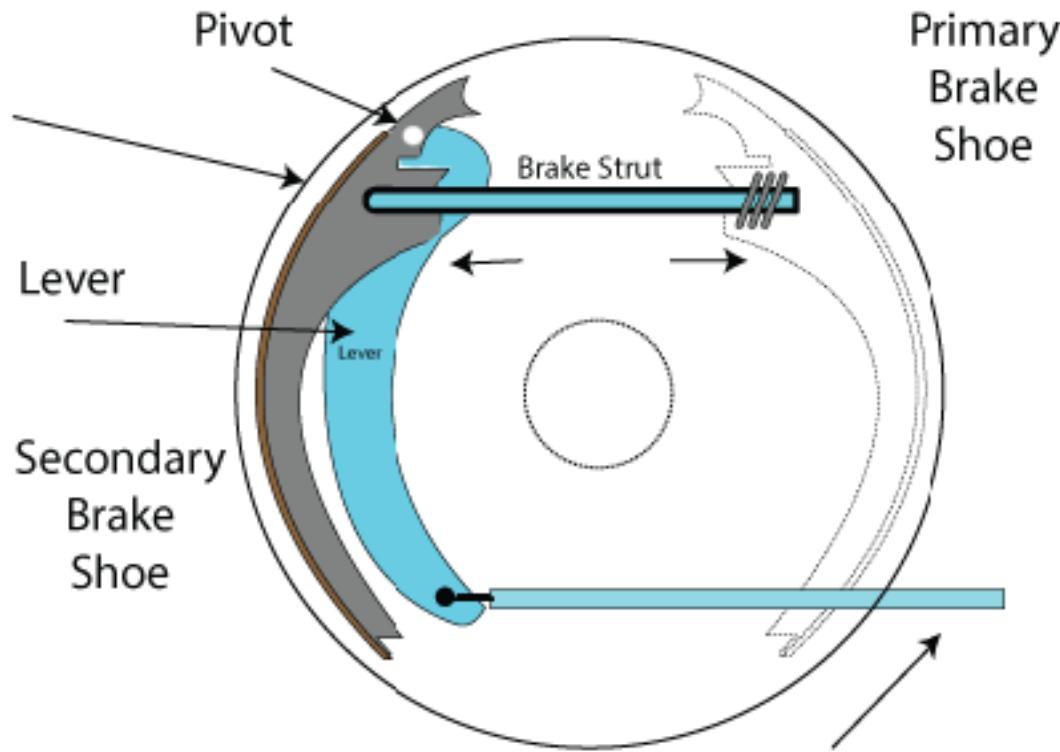
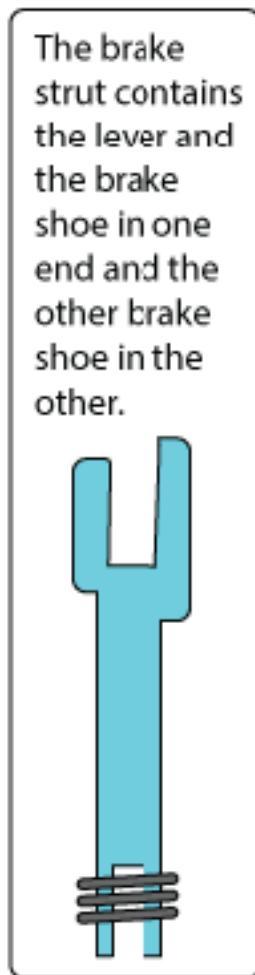


Location with the
wheel brake

Location at the
output shaft of
gearbox



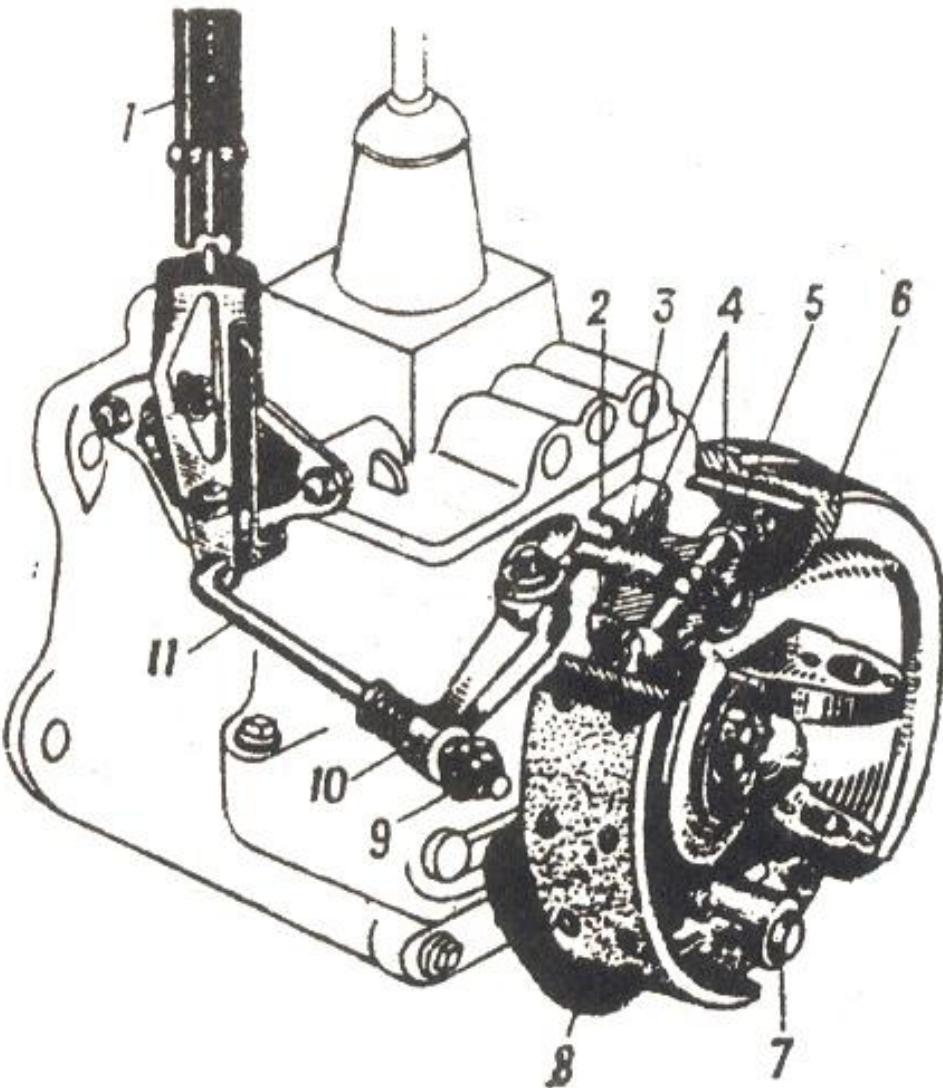
3a. Parking Brake



The parking brake cable is fastened to the lever. When the cable pulls the lever it swivels on a pivot forcing the secondary shoe into the drum. At the same time the primary shoe is forced into the drum by the levers action on the brake strut.

Rear drum parking brake

3a. Parking Brake



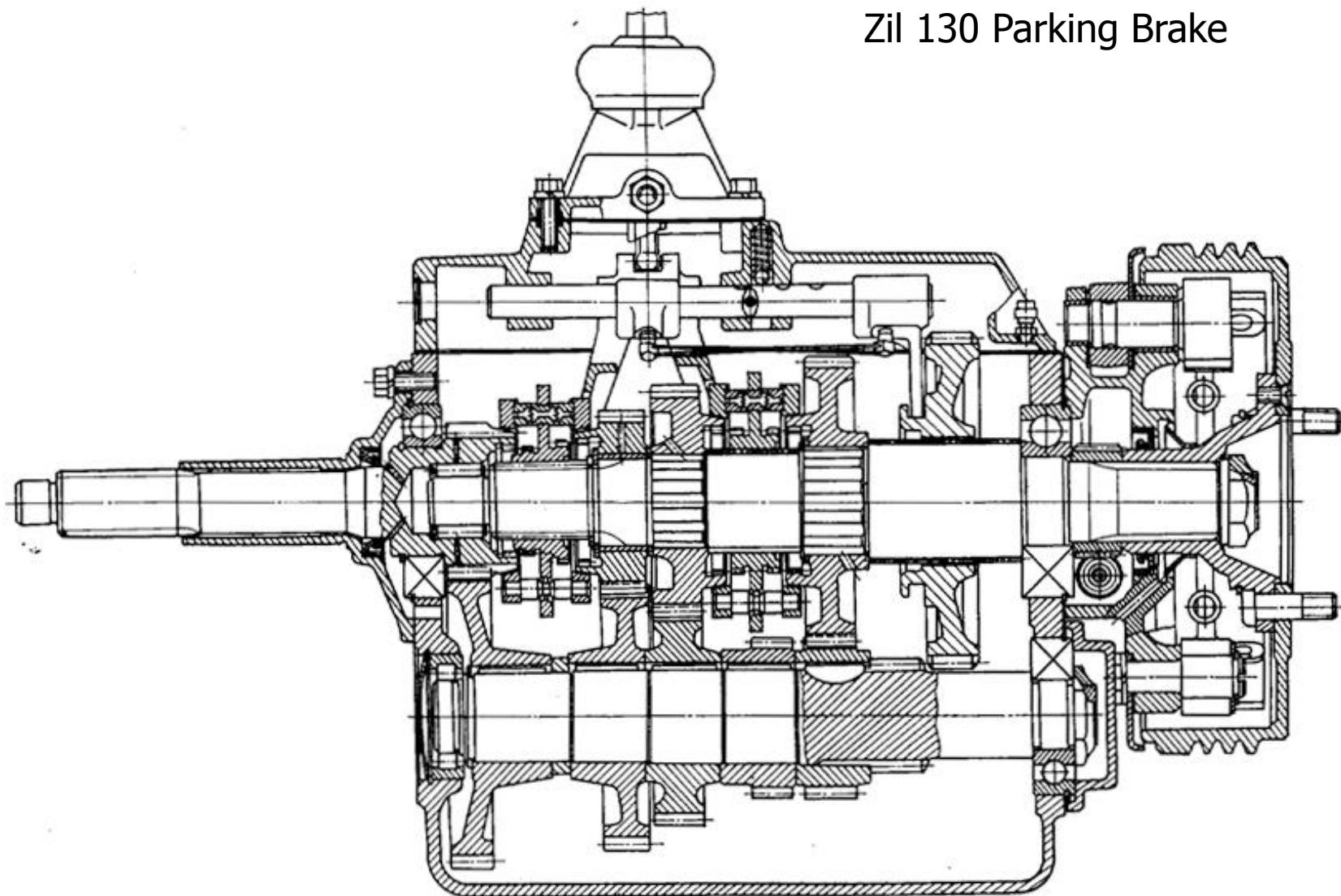
Output shaft parking brake



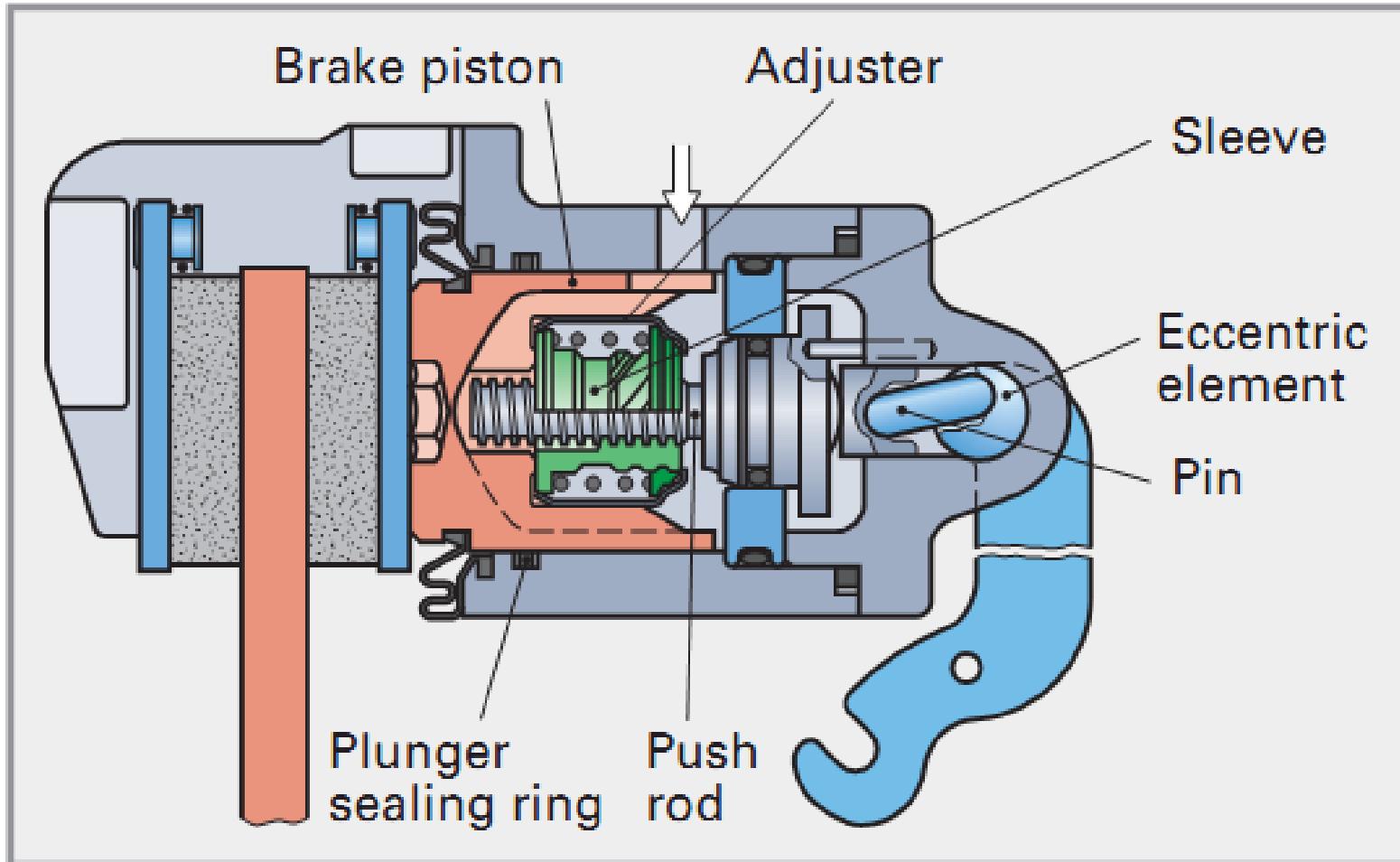
OFF-ROAD

3a. Parking Brake

Zil 130 Parking Brake

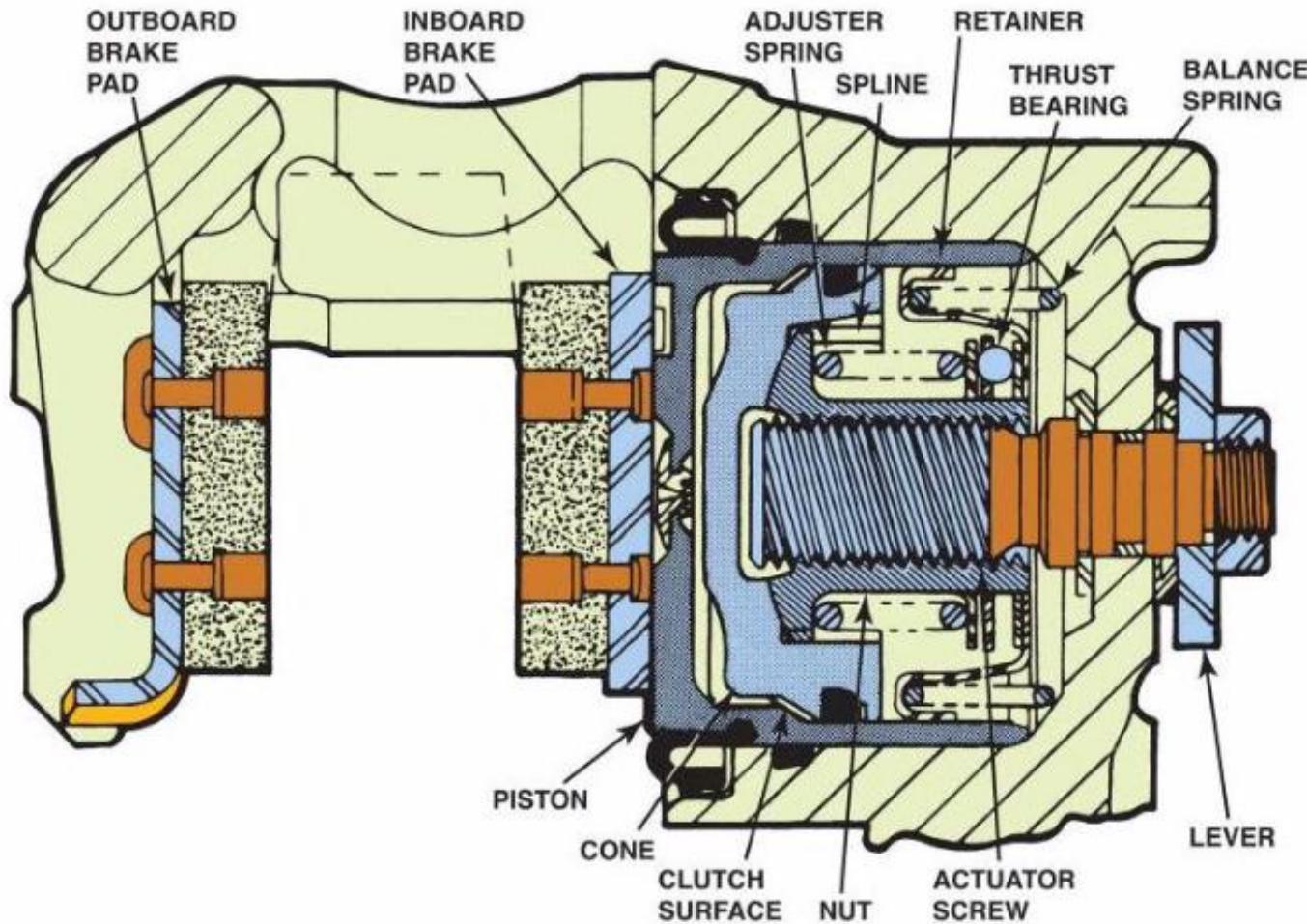


3a. Parking Brake



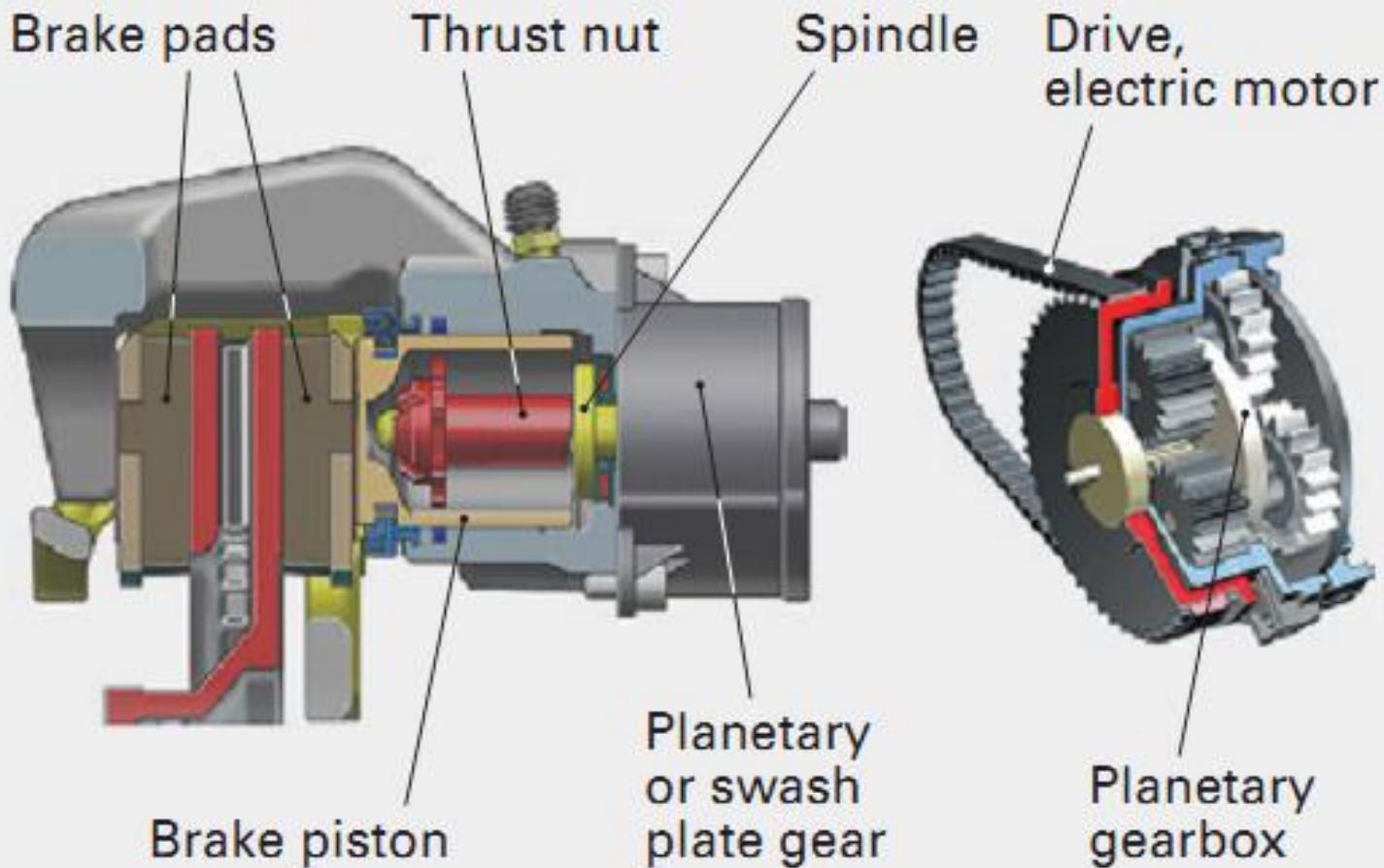
Parking brake with disc brake

3a. Parking Brake

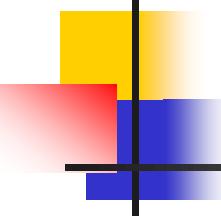


Typical General Motors screw-and-nut parking brake assembly

3a. Parking Brake



Electro-mechanical Parking Brake



3b. Energy Transmission

Types of energy transmission:

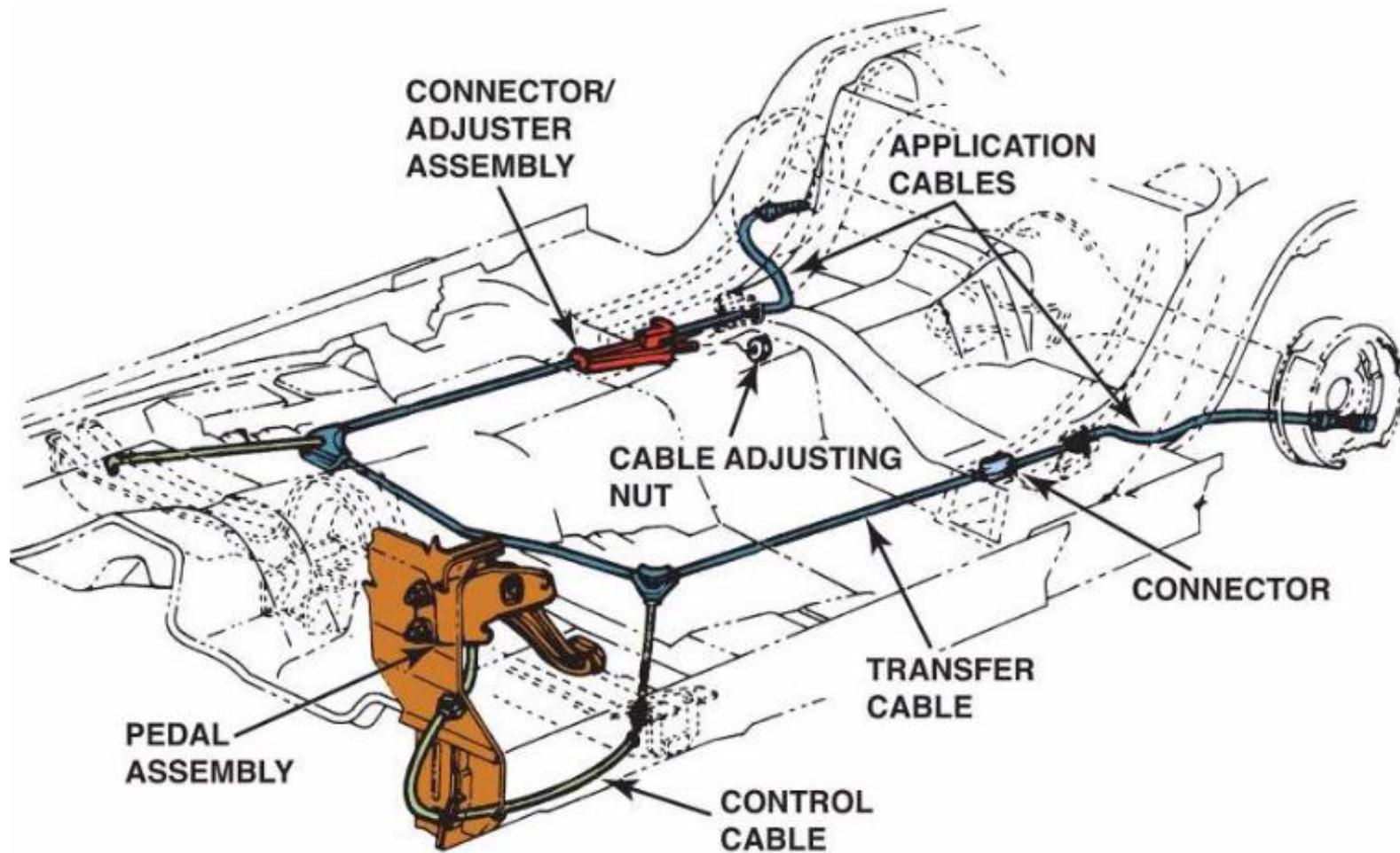
- + Mechanical transmission: For example, Parking Brake System
- + Hydraulic transmission
- + Pneumatic transmission
- + Electric transmission: For Continuous Brake System (CBS)

→ Most popular: Hydraulic & Pneumatic

Each type has two methods:

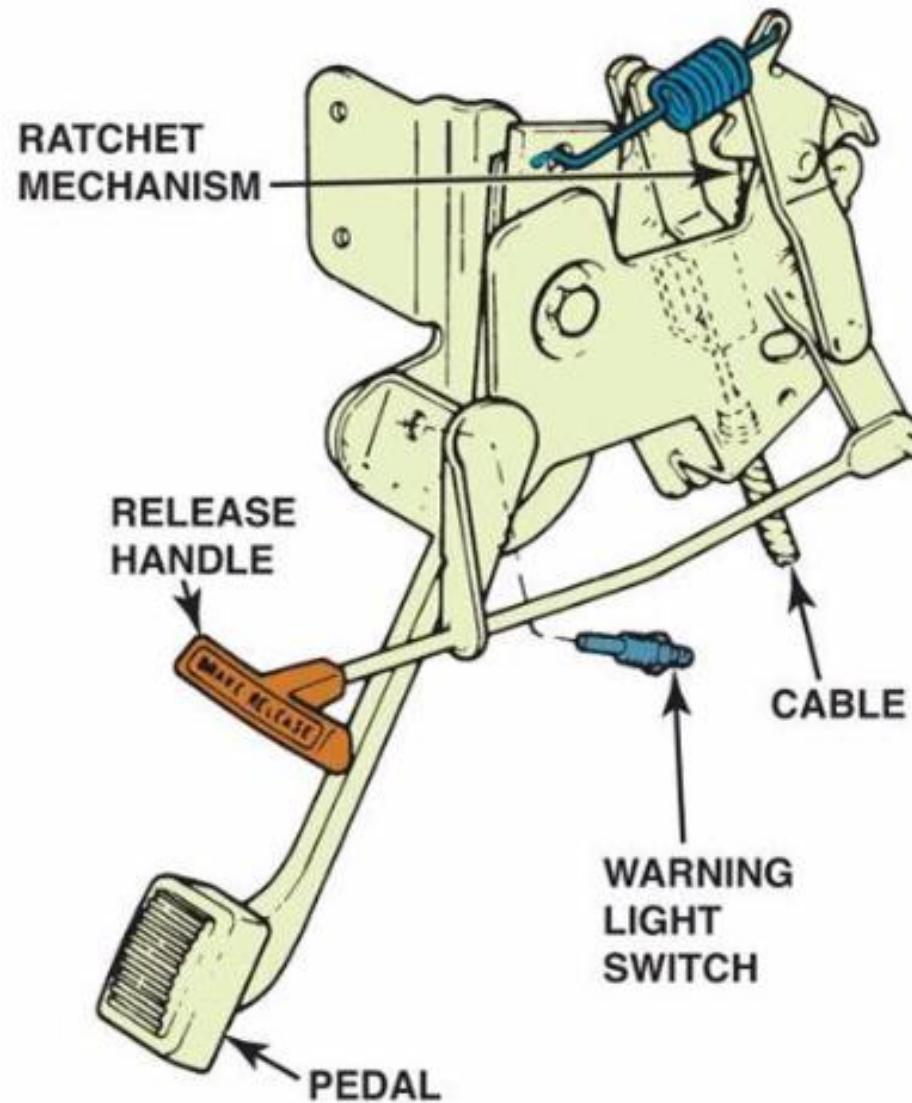
- + One-circuit method
- + Two-circuit method

3b. Mechanical Transmission

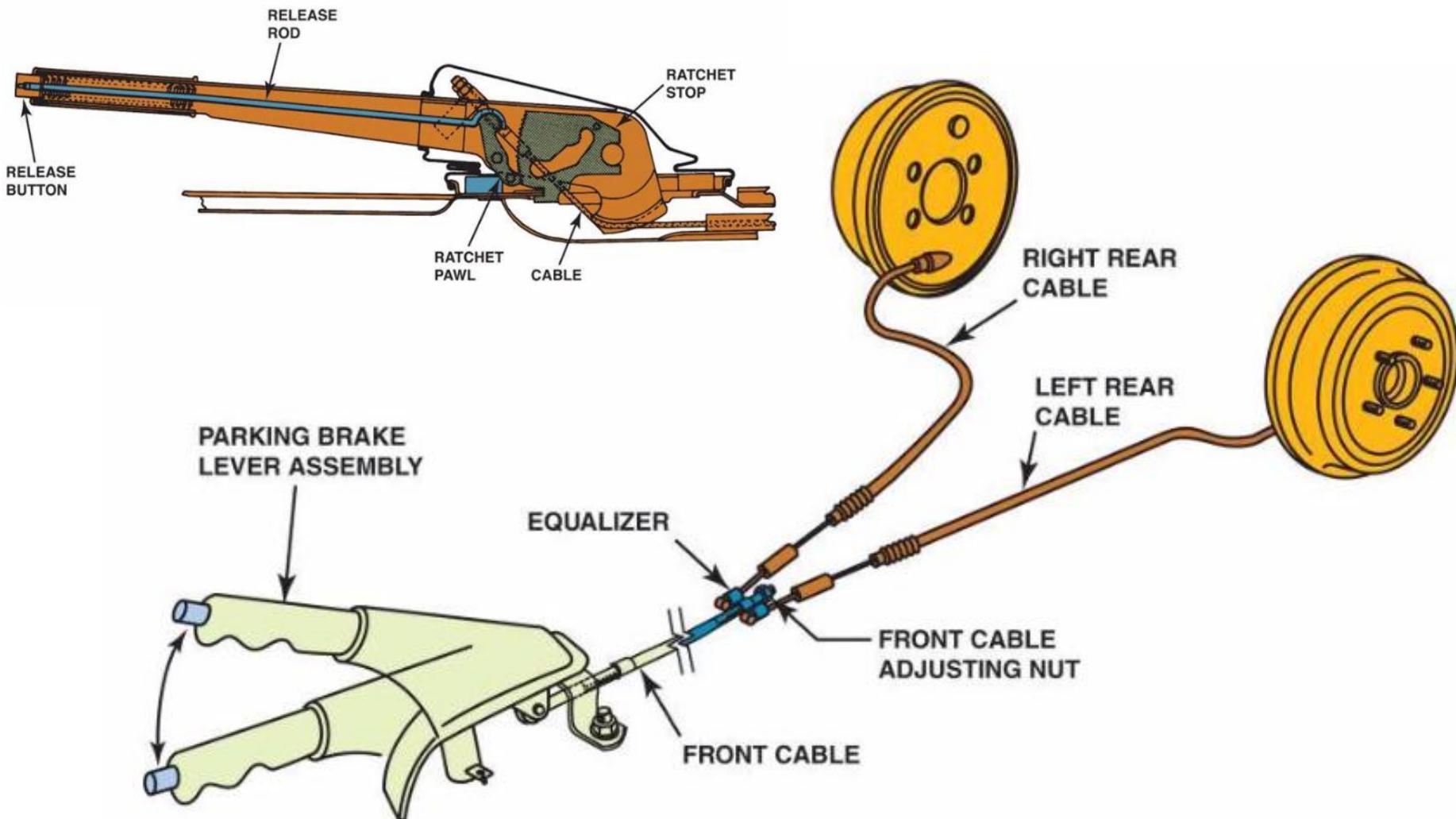


Typical parking brake system with foot-operated

3b. Mechanical Transmission

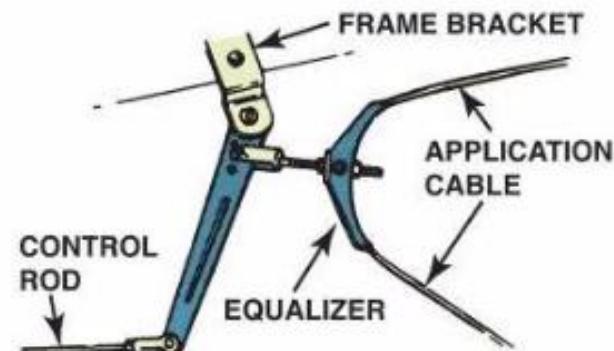
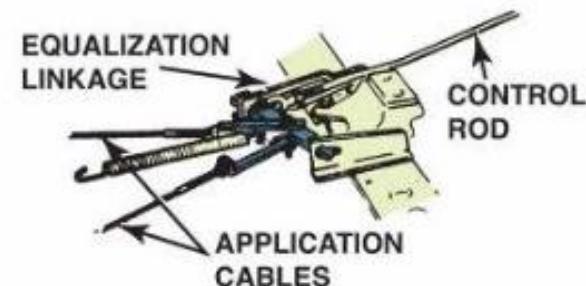
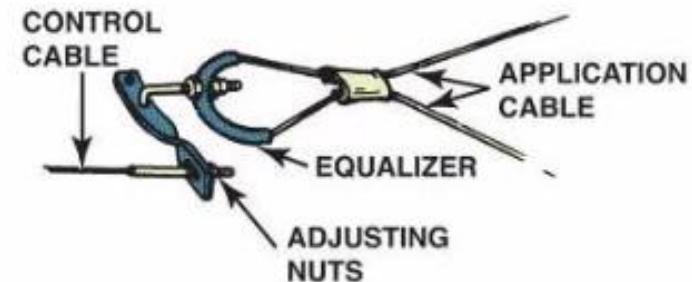
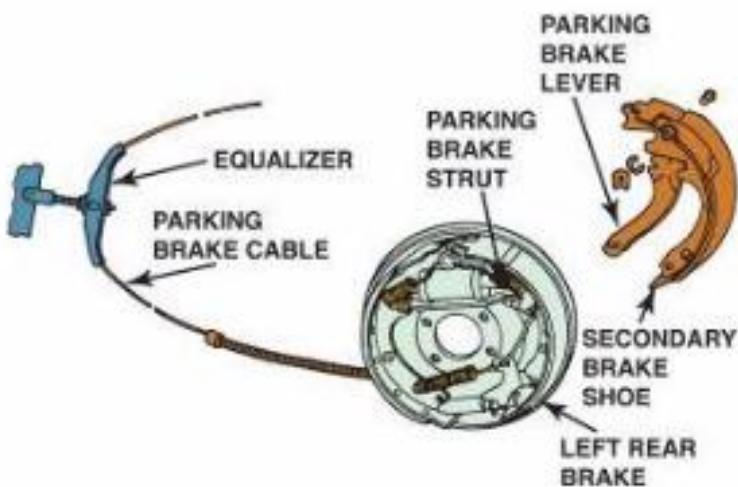


3b. Mechanical Transmission

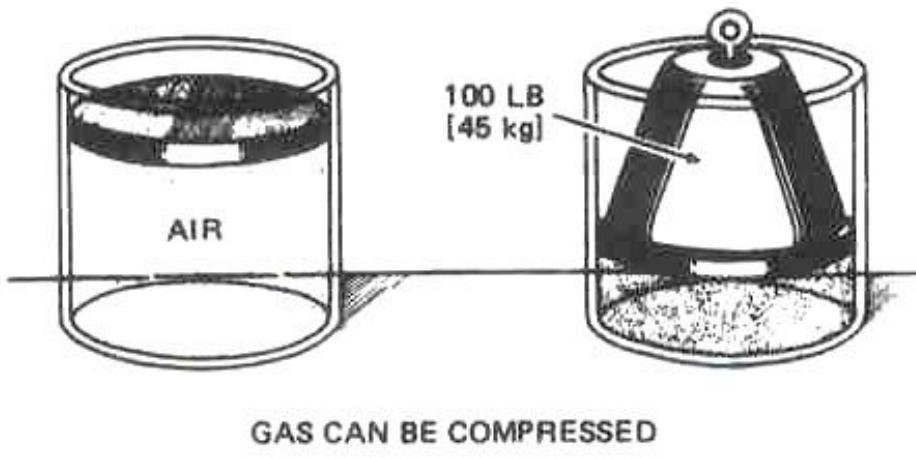


Typical hand-operated parking brake

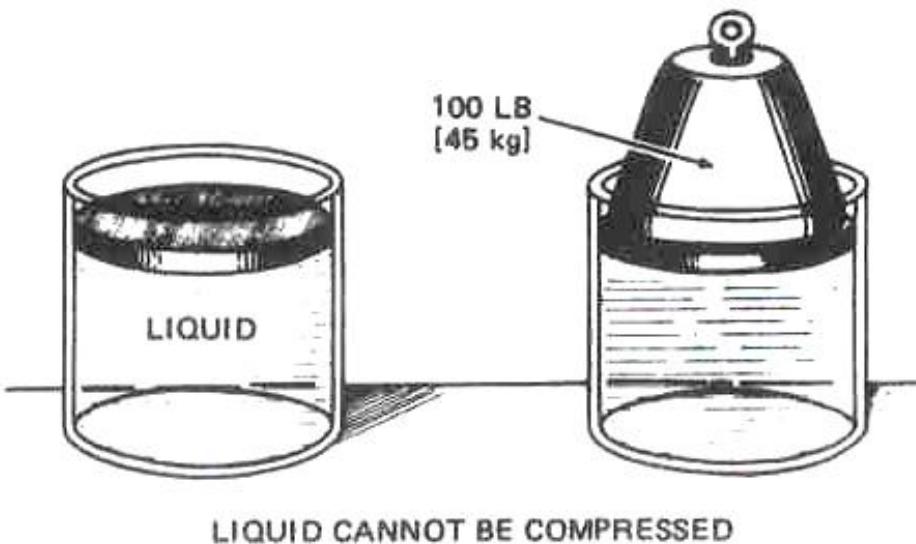
3b. Mechanical Transmission



3b. Hydraulic Transmission

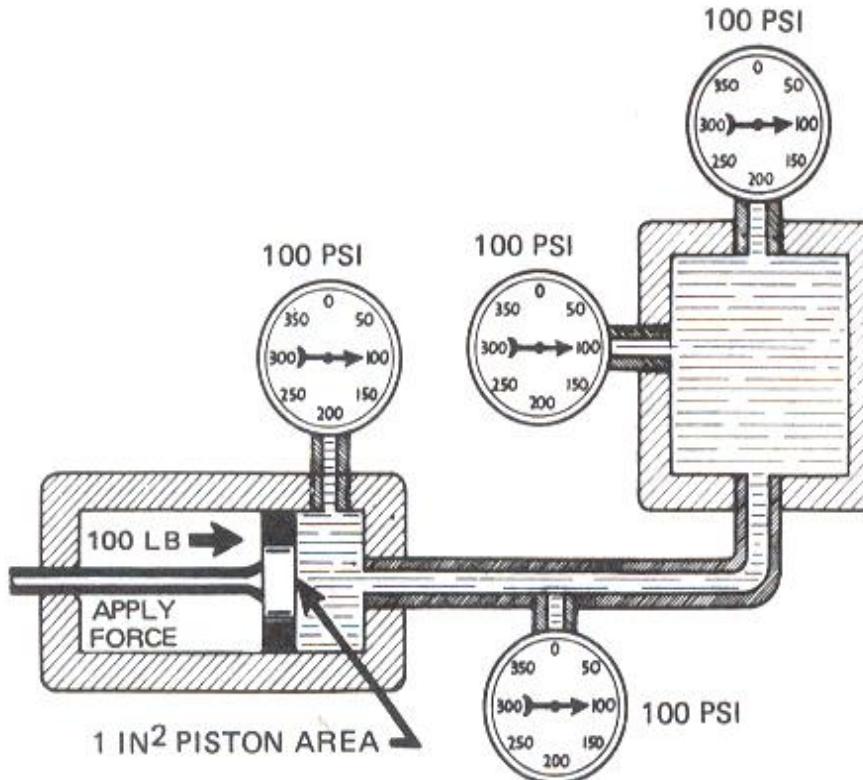


Air can be compressed



Liquid cannot be compressed

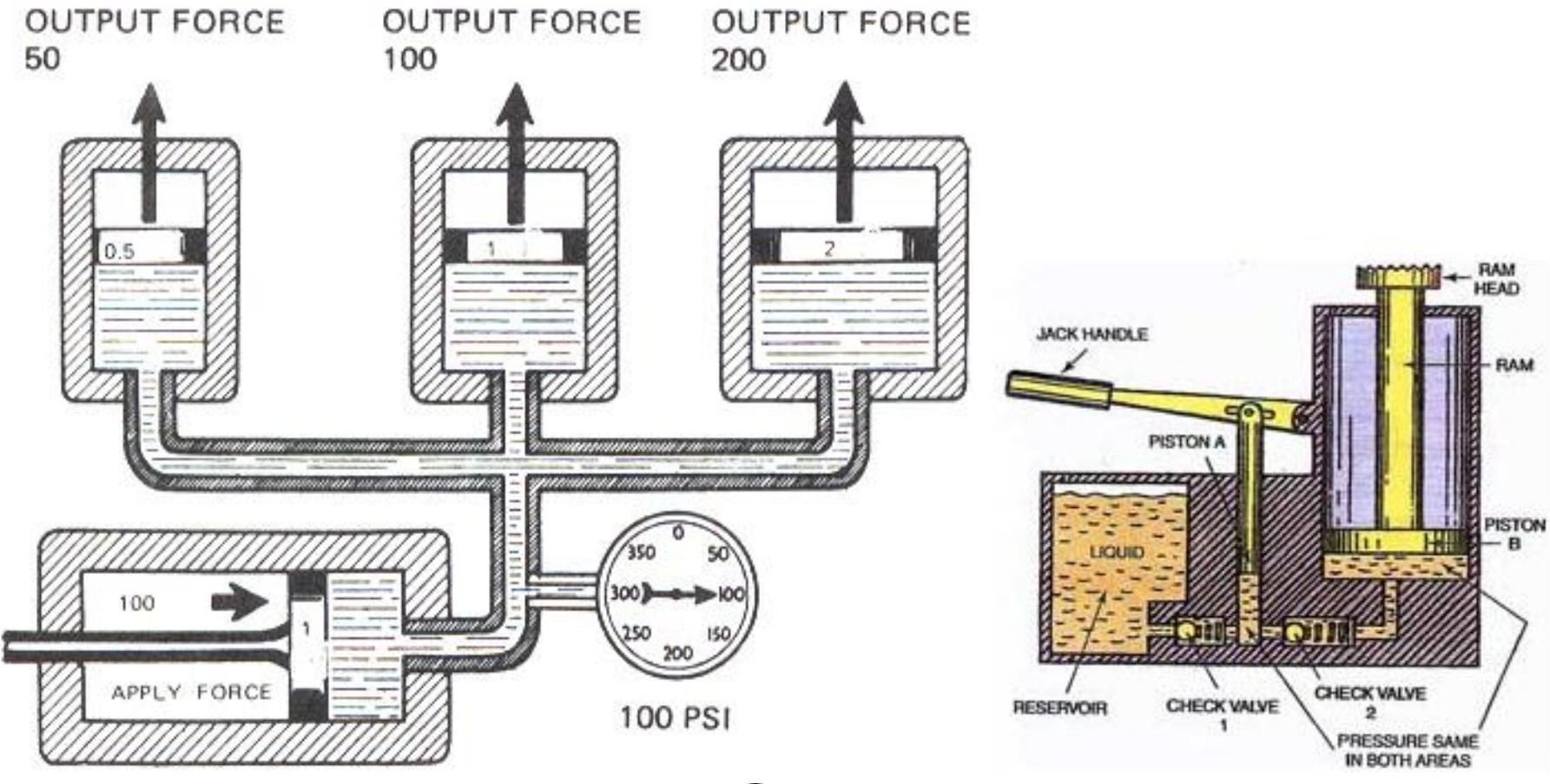
3b. Hydraulic Transmission



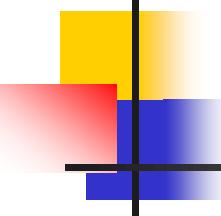
PASCAL's Law

The pressure on fluid which is enclosed on all sides acts evenly on all sides.

3b. Hydraulic Transmission



Force = Pressure x Area → Same pressure but different forces

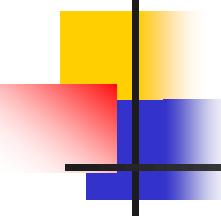


3b. Hydraulic Transmission

Pros and Cons:

- + Simultaneously brake the wheels with the required brake force distribution.
- + High performance, good sensitivity.
- + Simple structure.
- + Help in multiplying the driver's effort more times than that of Mechanical Brakes. (Hydraulic leverage ratio, hydraulic advantage).

- There is always a possibility of oil/fluid leakage which can render the system inoperative or compromise the friction surfaces.
- Extreme heat may cause the fluid to boil forming gas bubbles which compress and can't transmit pressure effectively.
- Environmental factors such as moisture can deteriorate the hydraulic fluid over time and cause corrosion/failure of internal components.

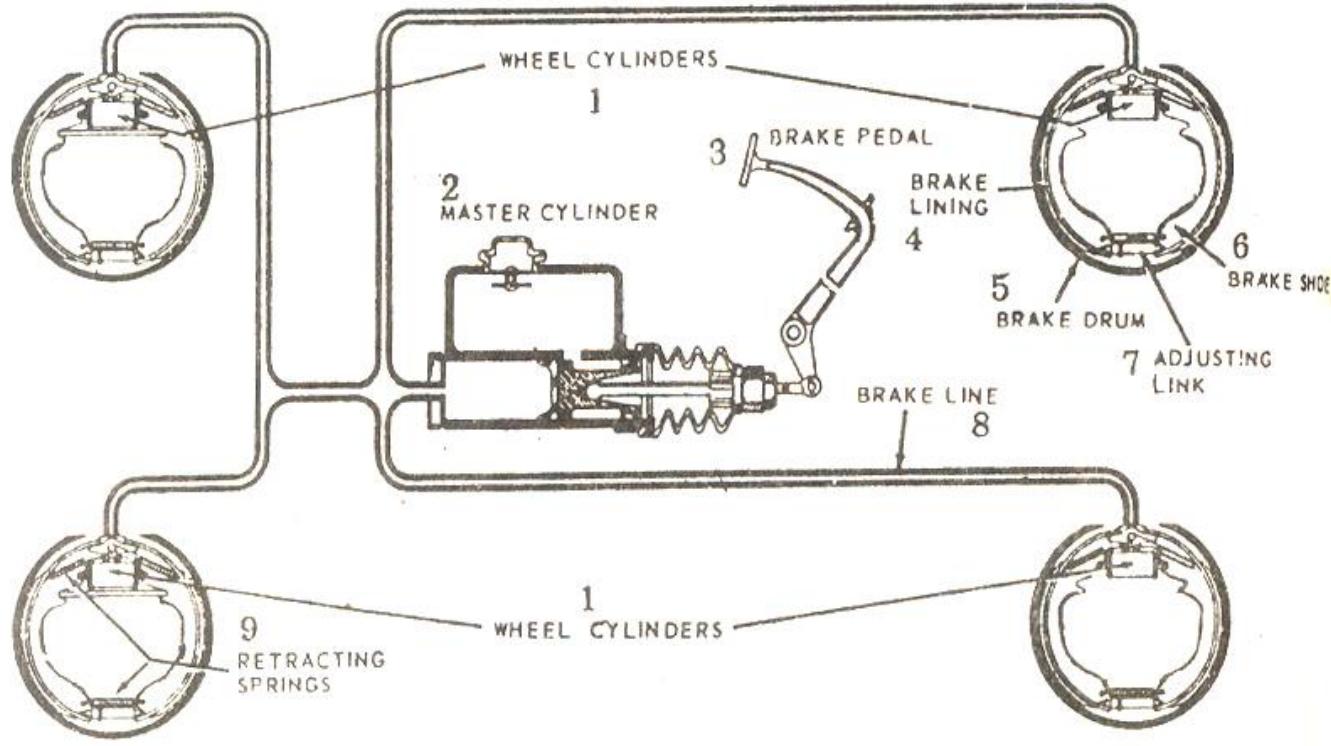


3b. Hydraulic Transmission

Requirements:

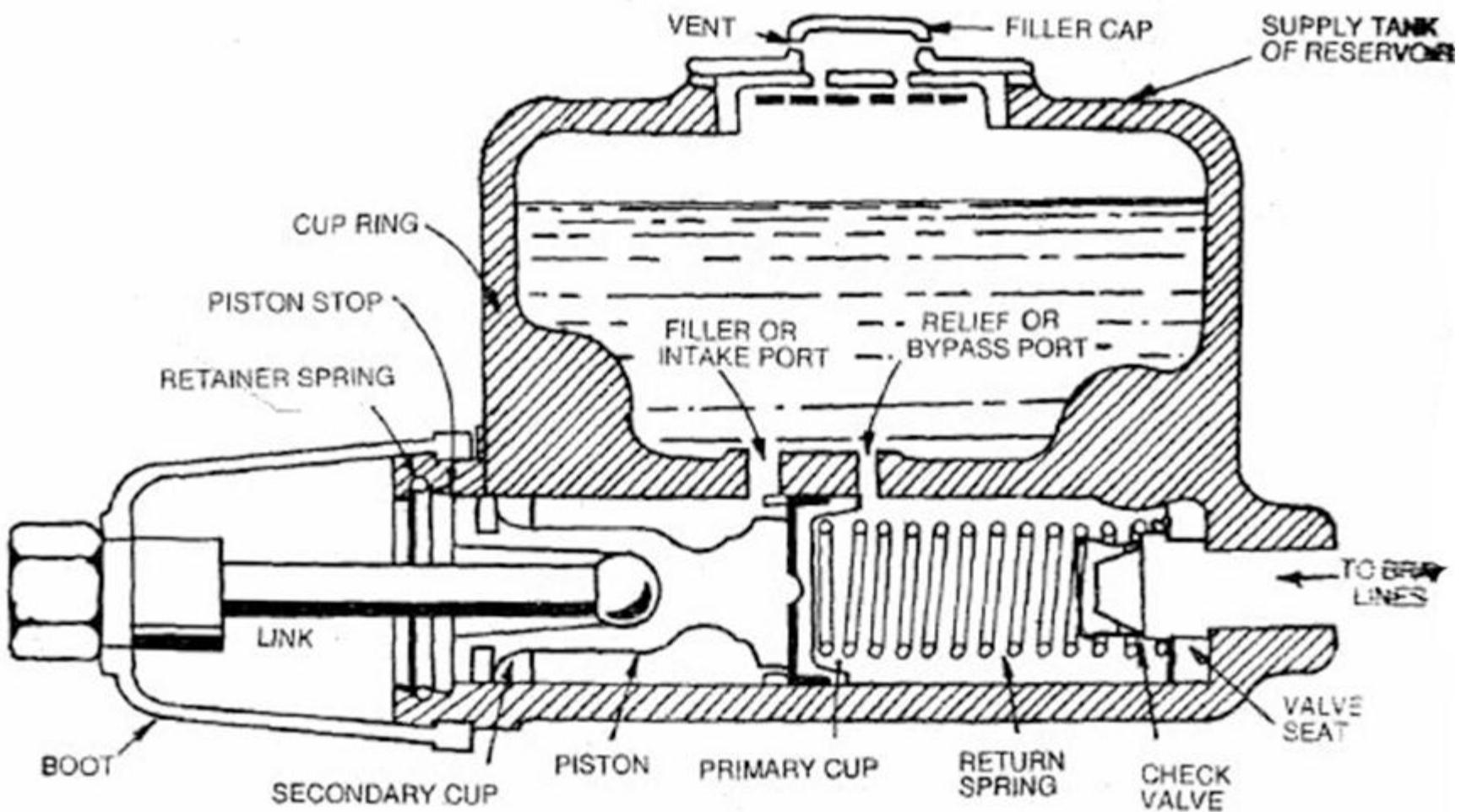
- + The working medium cannot be compressed. However, the gas often leans into the medium, making the medium compressed →
Must block the gas by designing the pressure in the cylinder in a non-working state > external pressure.
- + The medium must be filled in the cylinder during continuous braking → Use an oil tank with a suitable capacity, attached to the main cylinder.

3b. One-Circuit Master Cylinder



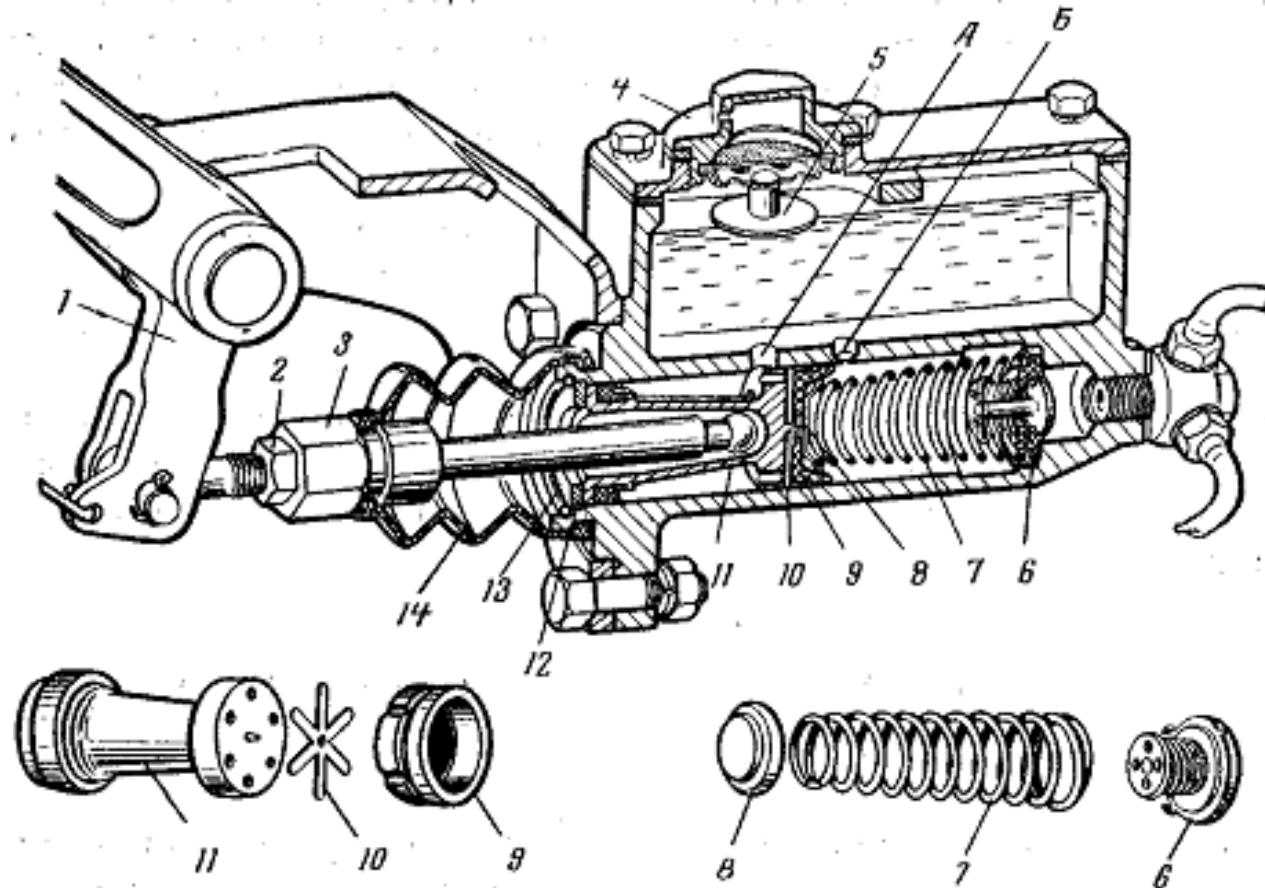
Single-circuit Braking System

3b. One-Circuit Master Cylinder



Master Cylinder

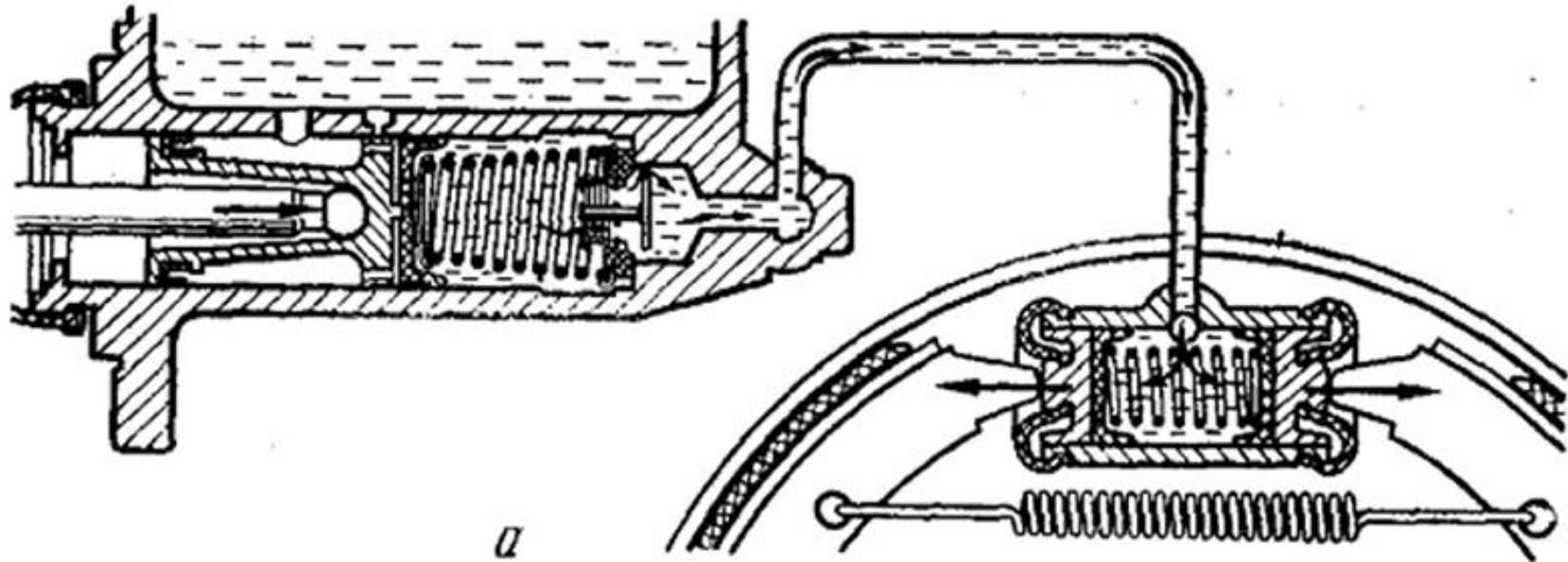
3b. One-Circuit Master Cylinder



A - lỗ nắp dầu; B - lỗ bù dầu;

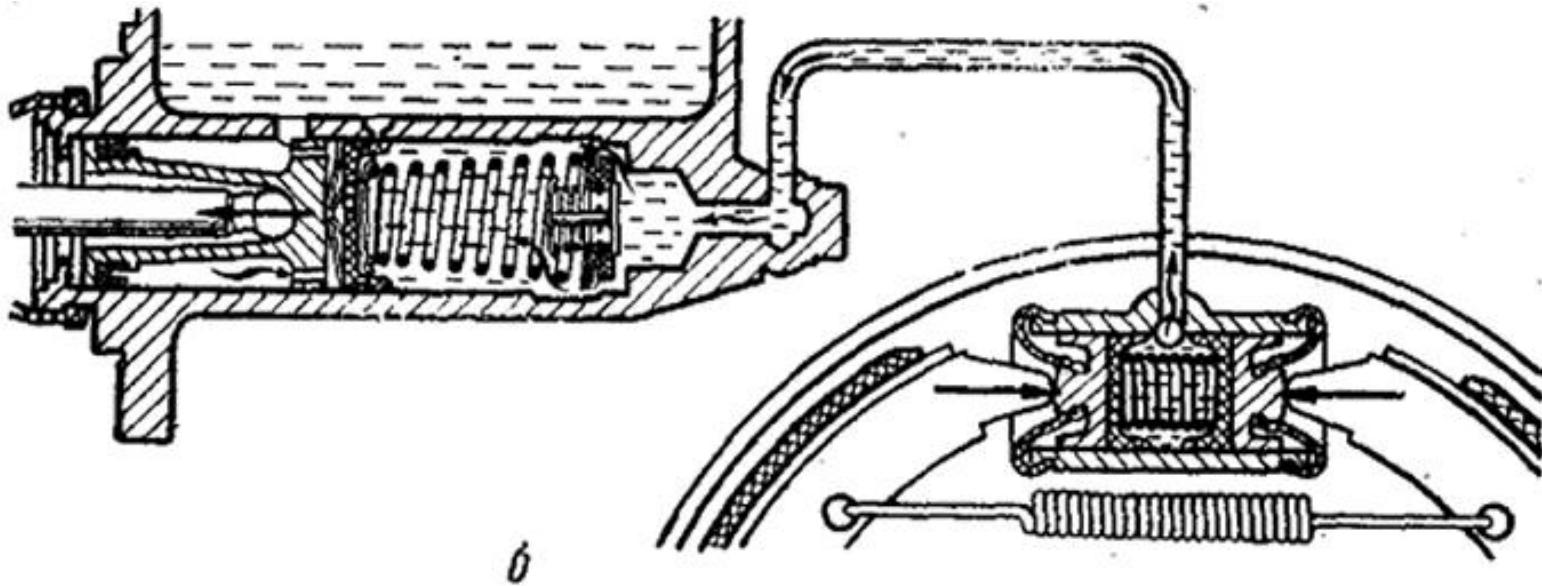
1 - bàn đạp; 2 - đai ốc hãm; 3 - ty đẩy; 4 - nắp; 5 - tấm chắn dầu; 6 - van
một chiều kép; 7 - lò xo hồi vị; 8 - cốc lò xo; 9 - phớt dầu; 10 - tấm
chắn hình sao; 11 - pittông; 12 - vòng chặn; 13 - vòng hãm; 14 - vỏ cao
su chắn bụi.

3b. One-Circuit Master Cylinder



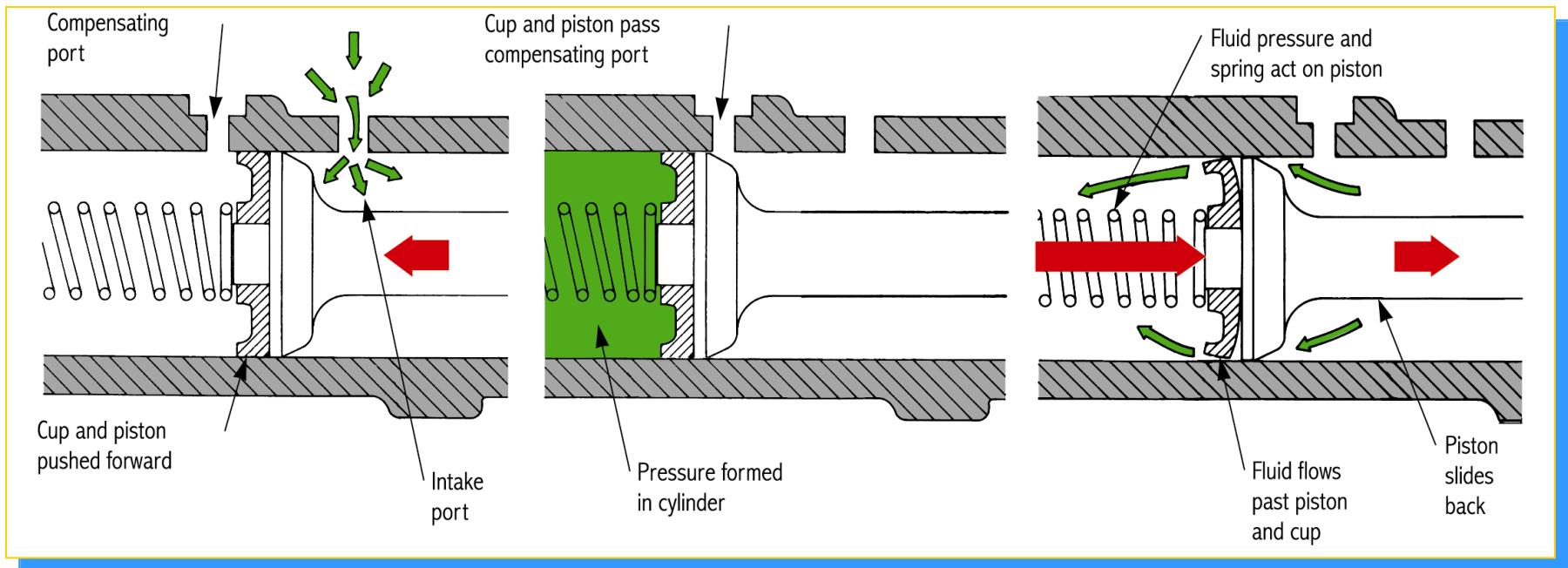
Khi đạp phanh: thông qua bàn đạp phanh đầu dưới của bàn đạp đẩy ty đẩy sang phải do đó làm pittông dịch chuyển sang phải theo. Sau khi phớt làm kín đã đi qua lỗ bù dầu thì áp suất dầu trong xi lanh ở phía trước pittông sẽ tăng dần lên. Dầu sẽ đẩy van một chiều thứ nhất để đi ra khỏi xi lanh đến đường ống dẫn và tới xi lanh bánh xe. Tại xi lanh bánh xe dầu đi vào giữa hai pittông nên đẩy hai pittông ra hai phía tác dụng lên hai guốc phanh bung ra ép sát vào trống phanh, thực hiện phanh các bánh xe.

3b. One-Circuit Master Cylinder



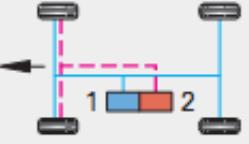
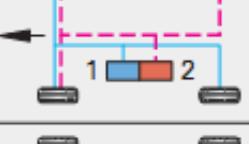
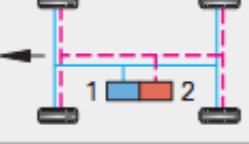
Khi nhả phanh: Người lái nhấc chân khỏi bàn đạp phanh. Duới tác dụng của lò xo hồi vị ty đẩy pittông dịch chuyển sang trái trở về vị trí ban đầu. Duới tác dụng của lò xo cơ cấu phanh, hai guốc phanh được kéo trở lại ép hai pittông đẩy dầu ở khoang giữa của xi lanh bánh xe theo đường ống để trở về xi lanh chính. Lúc này van một chiều thứ nhất đóng lại dầu phải ép van một chiều thứ hai nén lò xo để mở cho dầu thông trở về khoang trước pittông. Khi áp suất dầu phía sau xi lanh chính cân bằng với lực căng lò xo tác dụng lên van một chiều thì van bắt đầu đóng lại, tạo một áp suất dư phía sau xi lanh chính. Khi pittông đã trở về vị trí ban đầu lỗ bù dầu thông với khoang trước của pittông duy trì áp suất của khoang này cân bằng với áp suất khí quyển.

3b. One-Circuit Master Cylinder



3b. Double-Circuit Master Cylinder

Table 1: Brake circuit configurations

| Abbreviation Design | Remark Use |
|------------------------|---|
| II (TT) |  |
| X |  |
| HI (HT) |  |
| LL |  |
| HH |  |

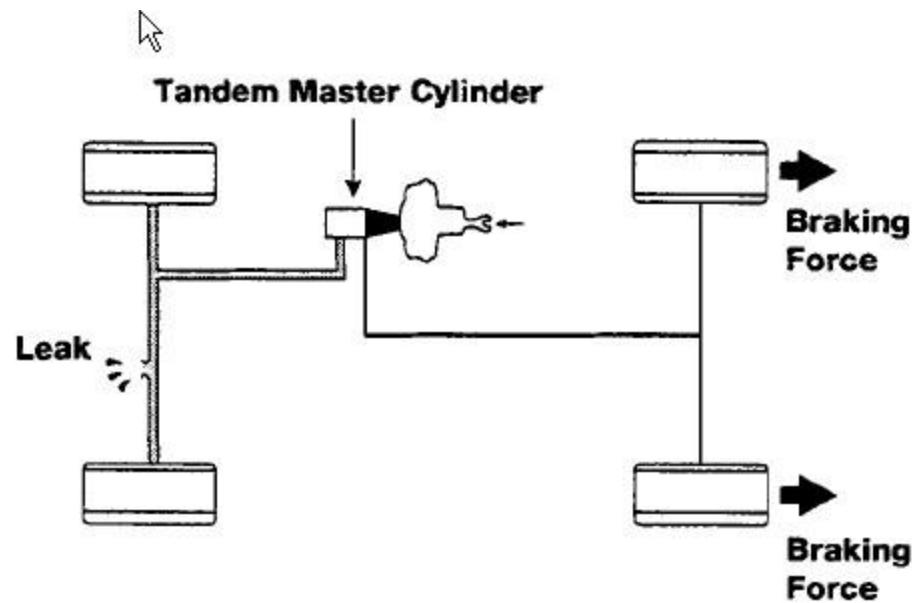
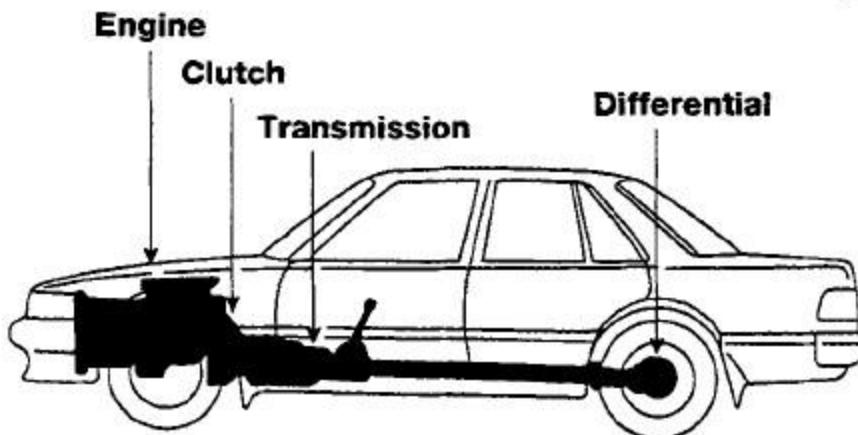
Law requires that two separate brake circuits are used.

Most popular: TT and X

3b. Double-Circuit Master Cylinder

Conventional Piping for Front Engine Rear Drive

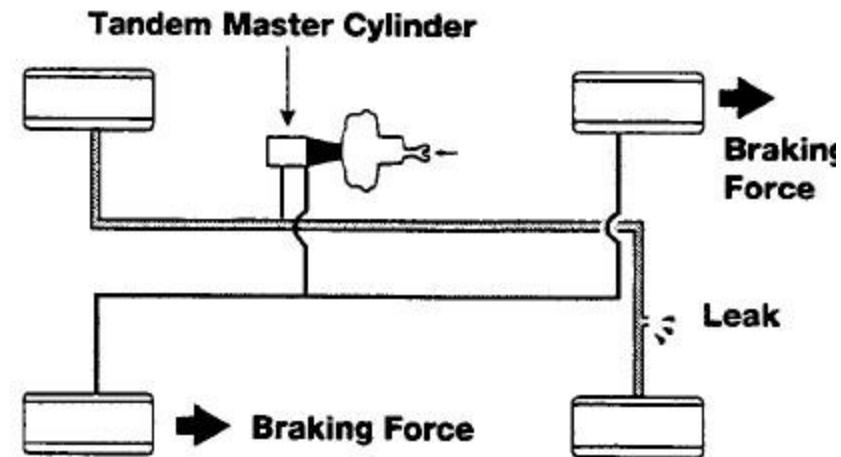
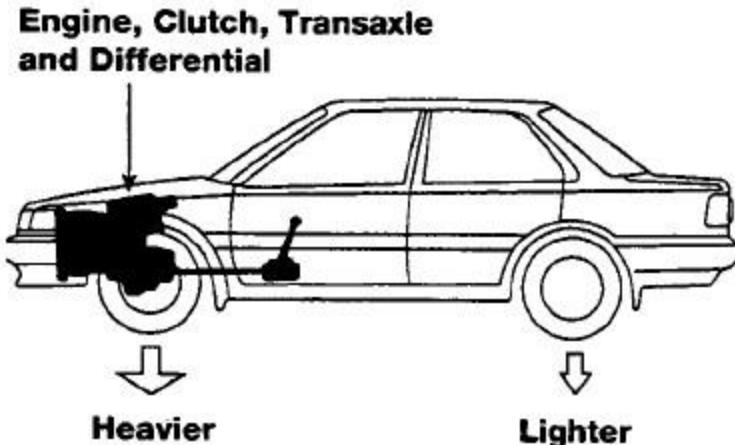
When one circuit fails the other remains intact to stop the vehicle.



3b. Double-Circuit Master Cylinder

Diagonal Piping for Front Engine Front Drive

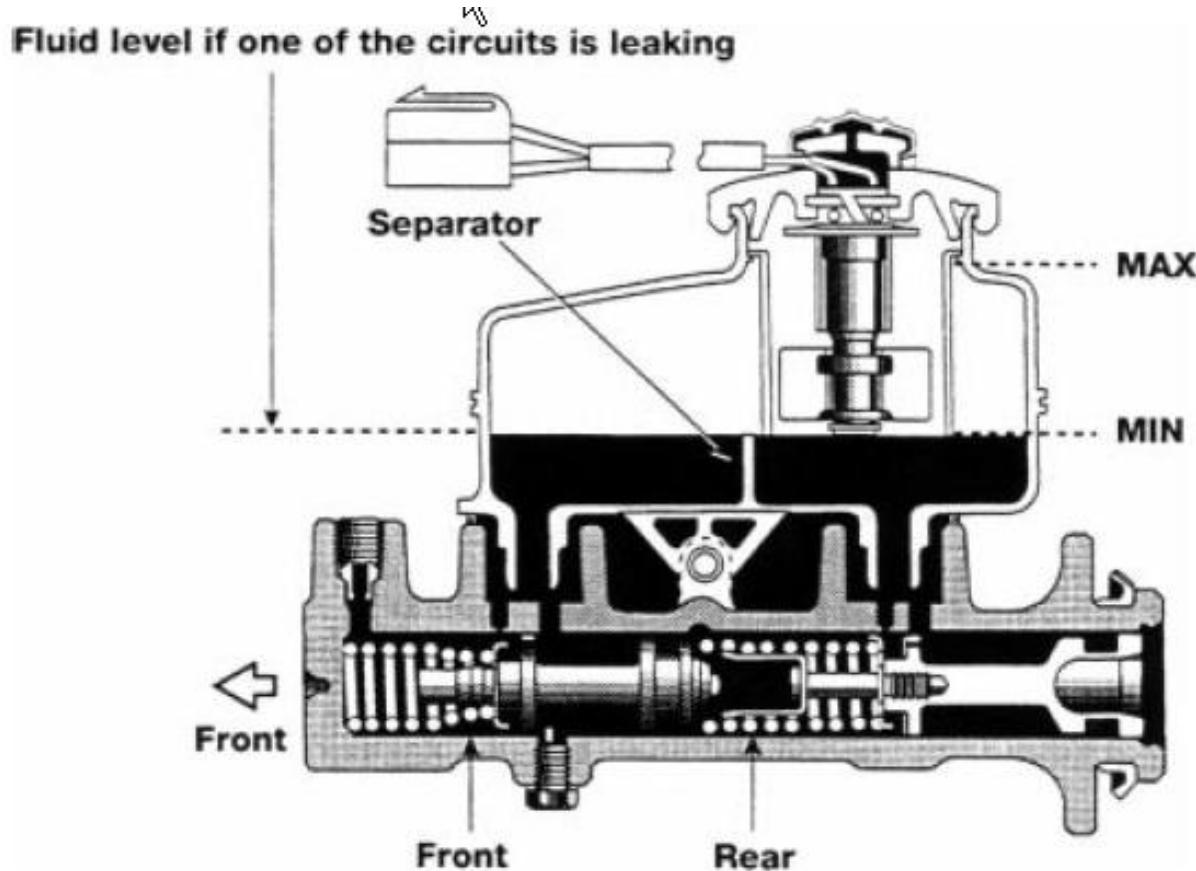
Improves braking efficiency if one circuit fails by having one front wheel and one rear wheel braking.



3b. Double-Circuit Master Cylinder

Single Fluid Reservoir Tank

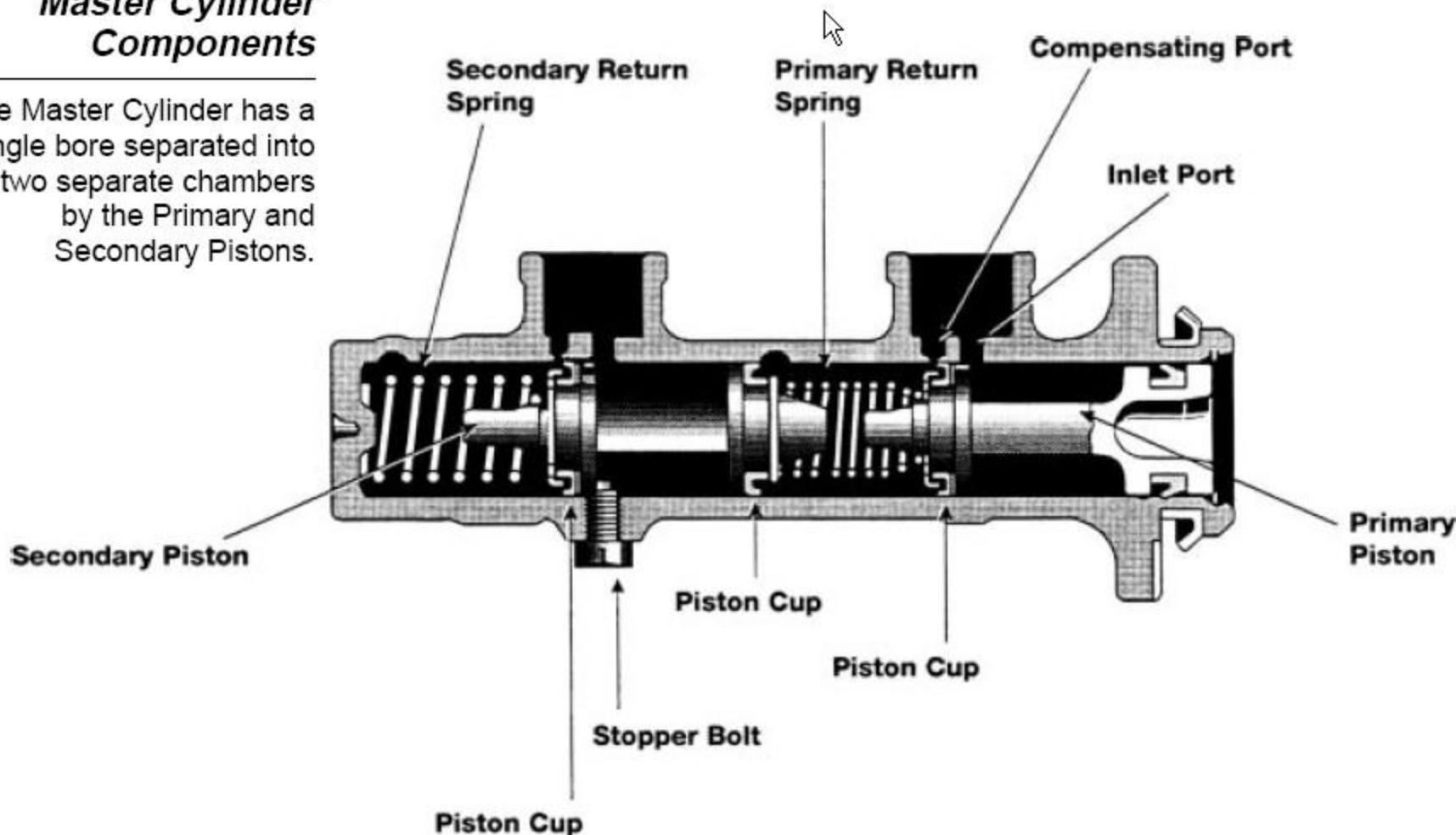
A separator inside divides the tank into front and rear parts to ensure that if one circuit fails the other will still have fluid.



3b. Double-Circuit Master Cylinder

Master Cylinder Components

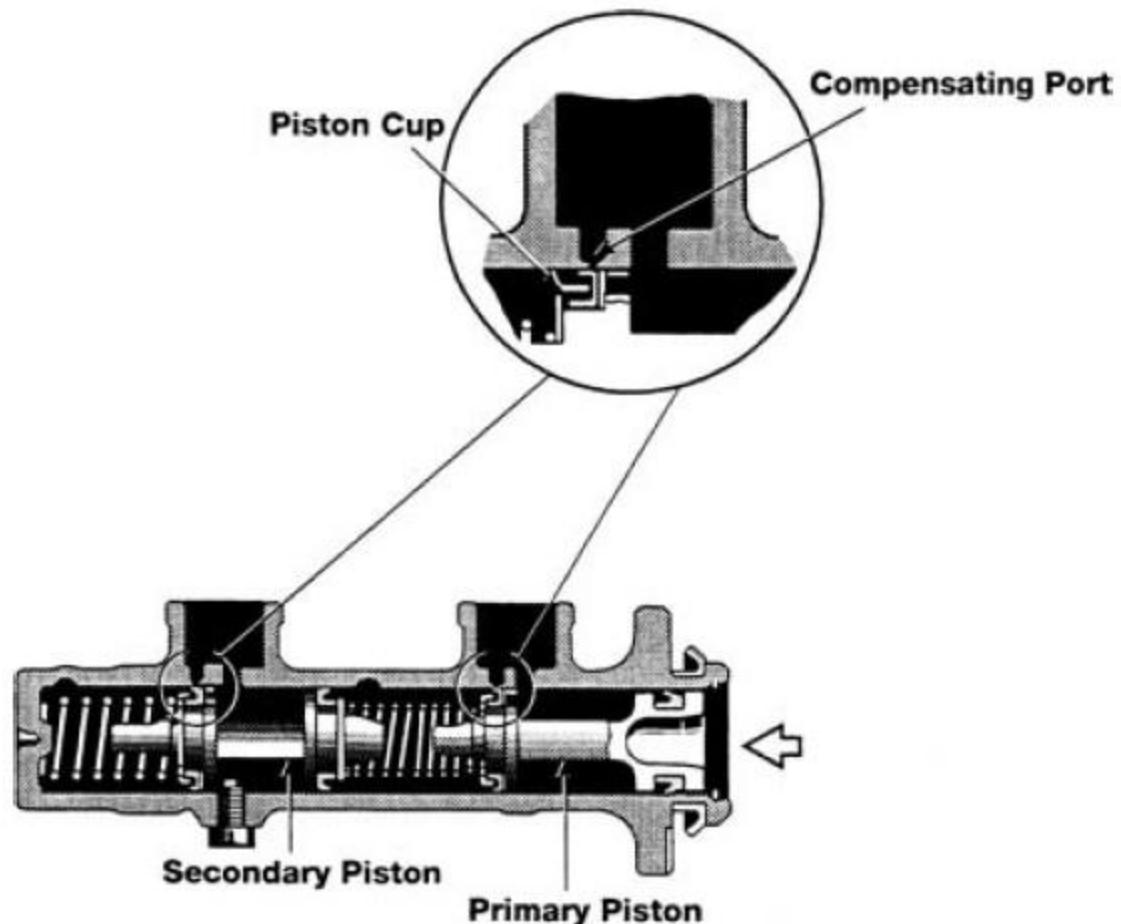
The Master Cylinder has a single bore separated into two separate chambers by the Primary and Secondary Pistons.



3b. Double-Circuit Master Cylinder

Brake Application

As the piston cup passes the compensating Port pressure begins to increase in the hydraulic circuit.

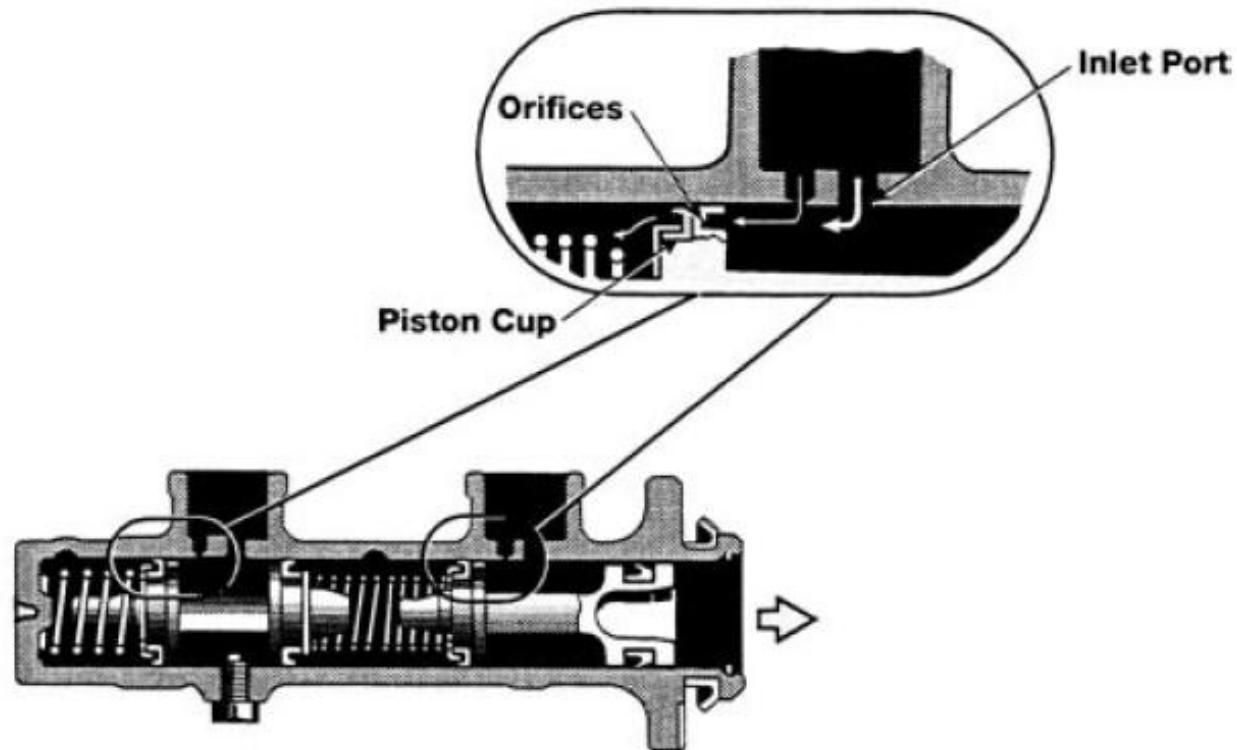


Brake application

3b. Double-Circuit Master Cylinder

Brake Release

Brake fluid inside the reservoir tank flows into the cylinder via the inlet port, through small holes provided at the front of the piston, and around the piston cup.

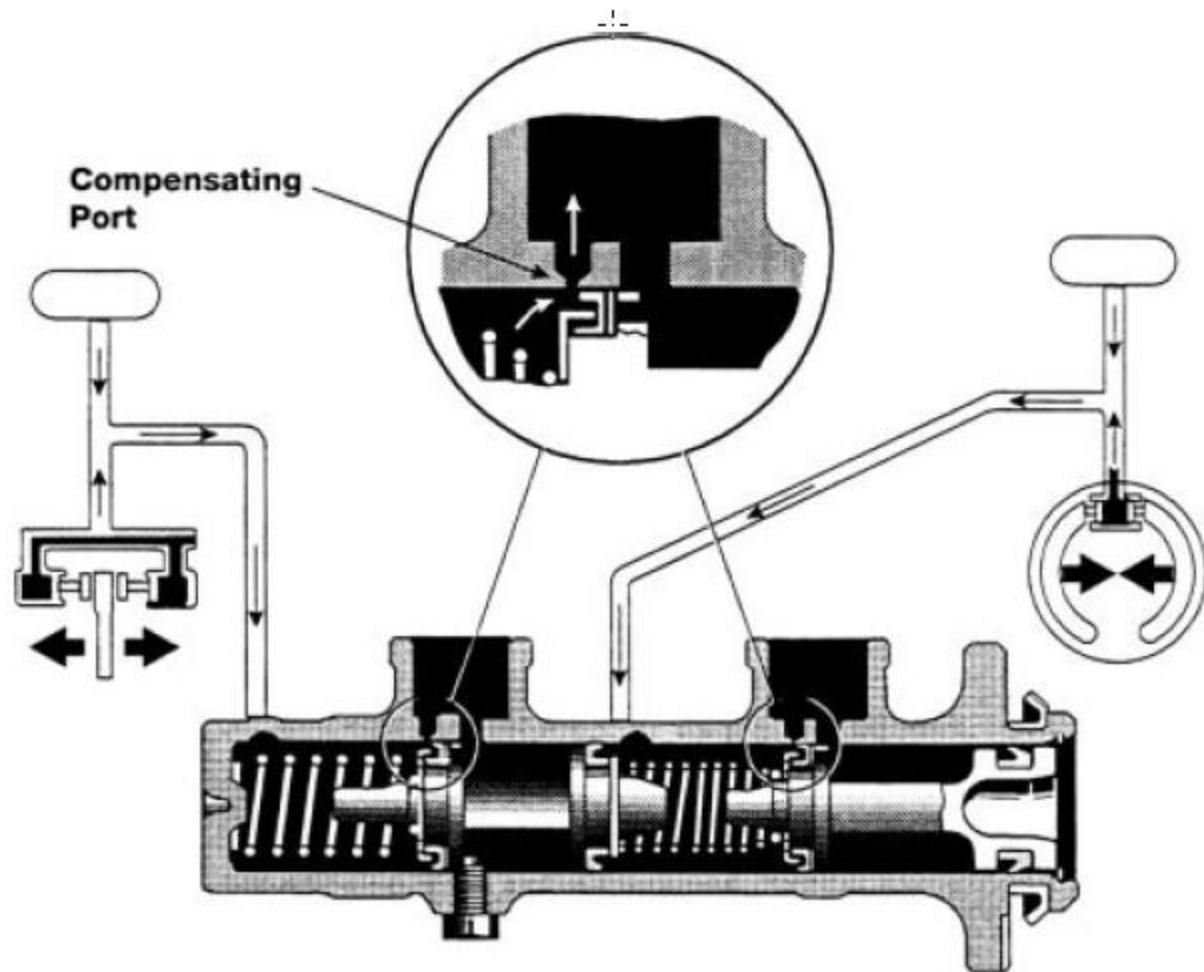


Brake release

3b. Double-Circuit Master Cylinder

Fluid Return

Fluid returns to the reservoir tank through the compensating port.

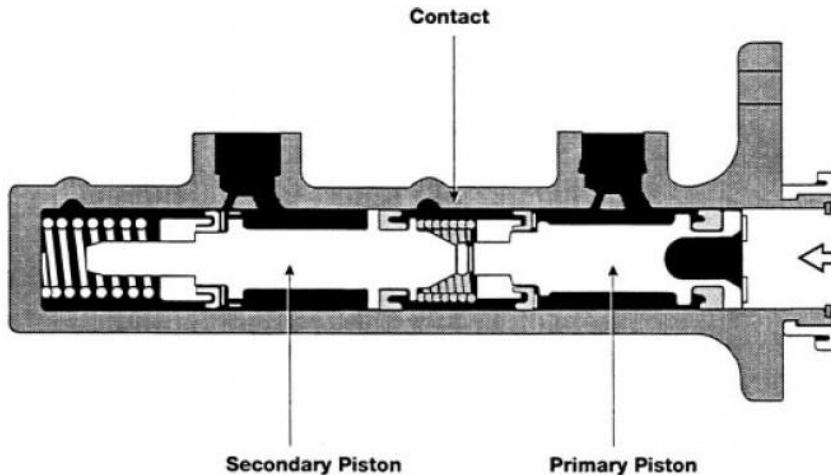


Fluid return

3b. Double-Circuit Master Cylinder

Leakage In Primary Circuit

The primary piston compresses the return spring, contacts the secondary piston, and manually moves it.

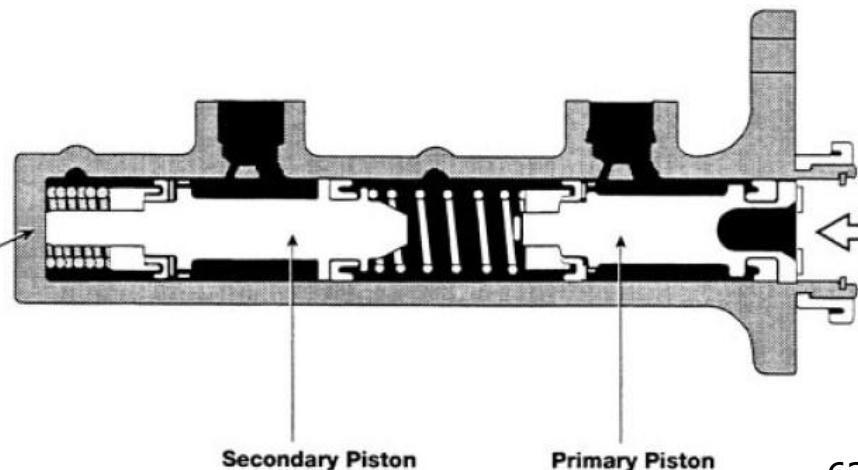


Operation when Leakage

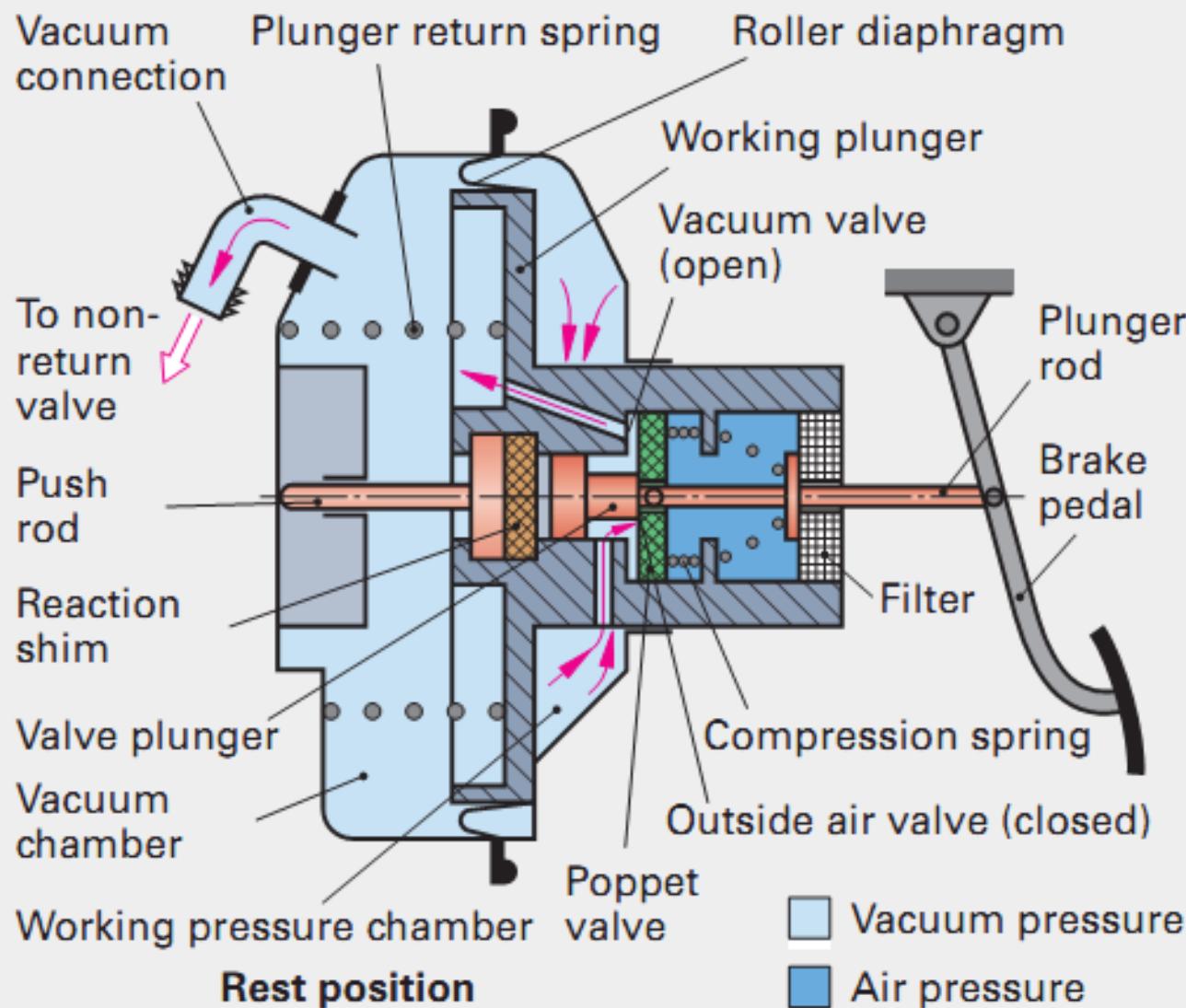
Leakage in the Secondary Circuit

Pressure is not generated in the secondary side of the cylinder. The secondary piston advances until it touches the wall at the end of the cylinder.

Piston contacts wall



3b. Vacuum Brake Booster

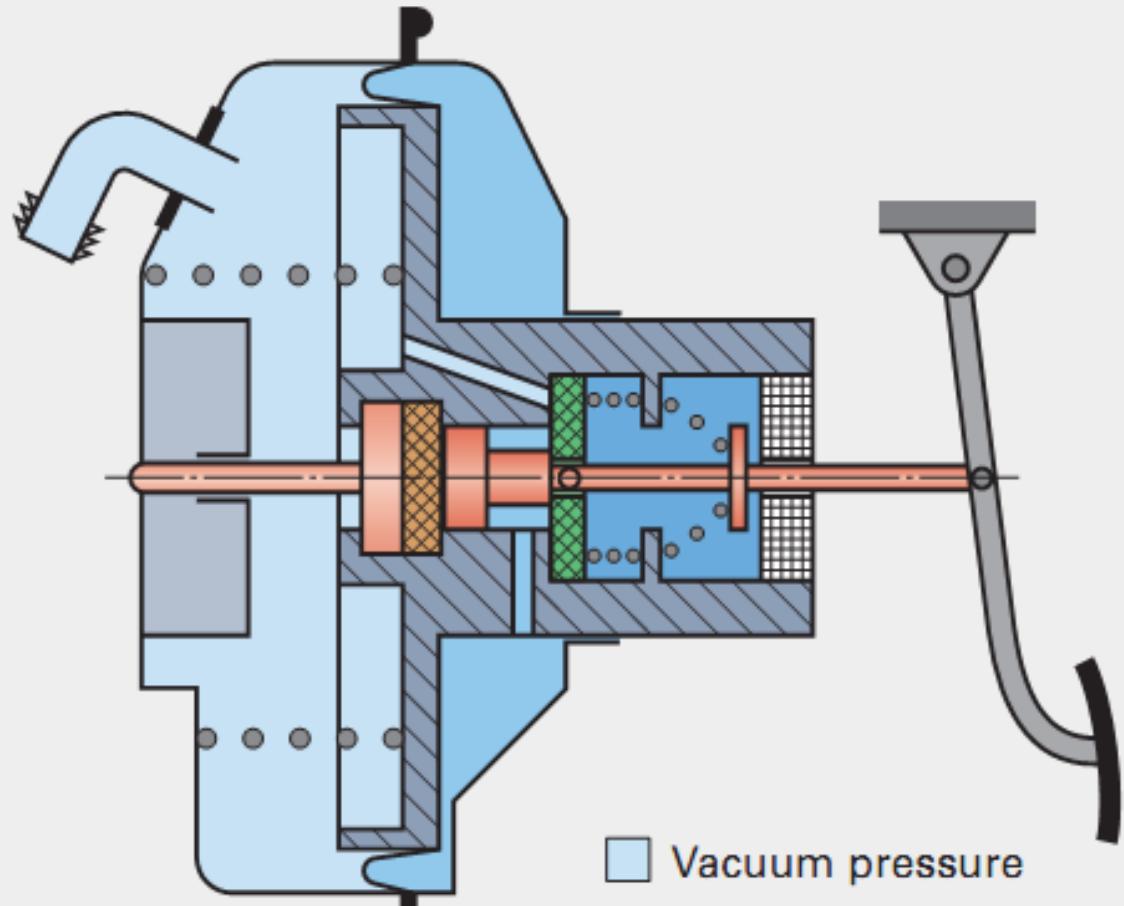


Rest Position

Both sides of the working plunger have the same pressure of approximately $p_{abs} = 0.2$ bar

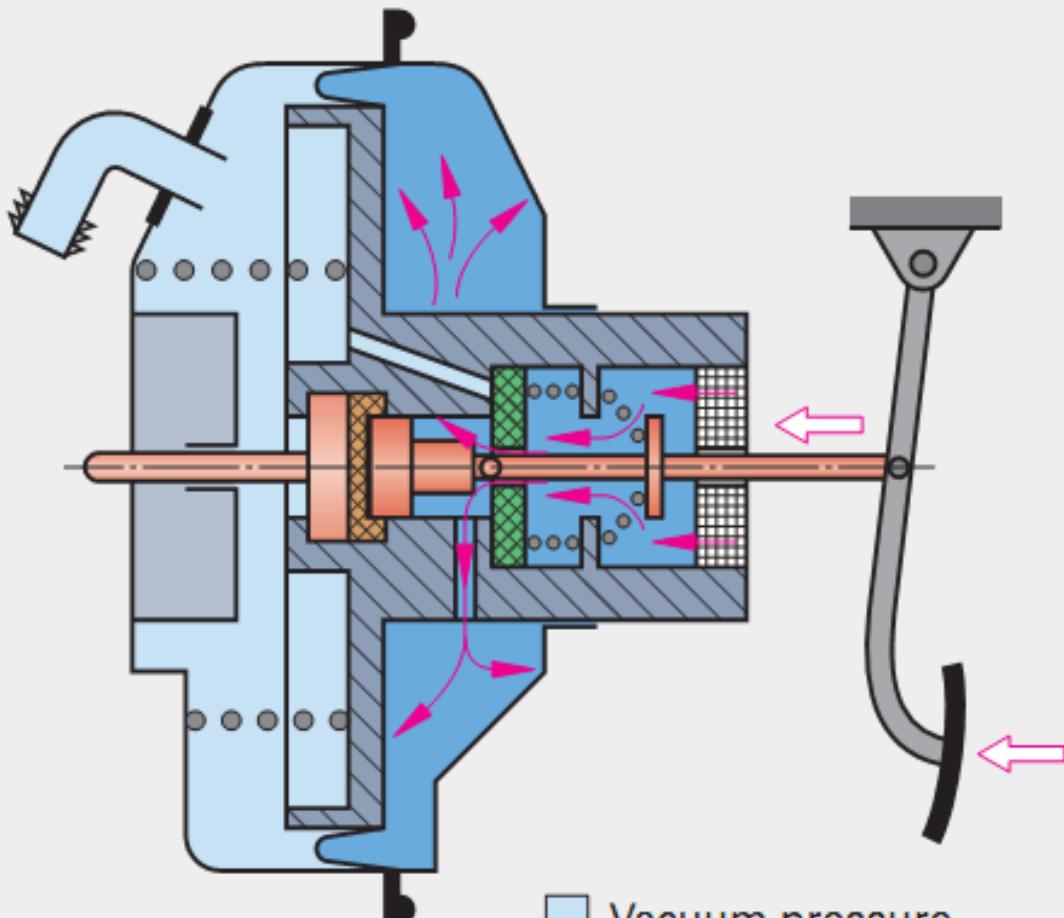
3b. Vacuum Brake Booster

Partially braked
position



- Vacuum pressure
- Reduced air pressure
- Air pressure

3b. Vacuum Brake Booster



Legend:
■ Vacuum pressure
■ Air pressure

Fully braked position

The pressure difference between two chambers is approximately 0.8 bar maximum.

3b. Hydraulic Brake Booster

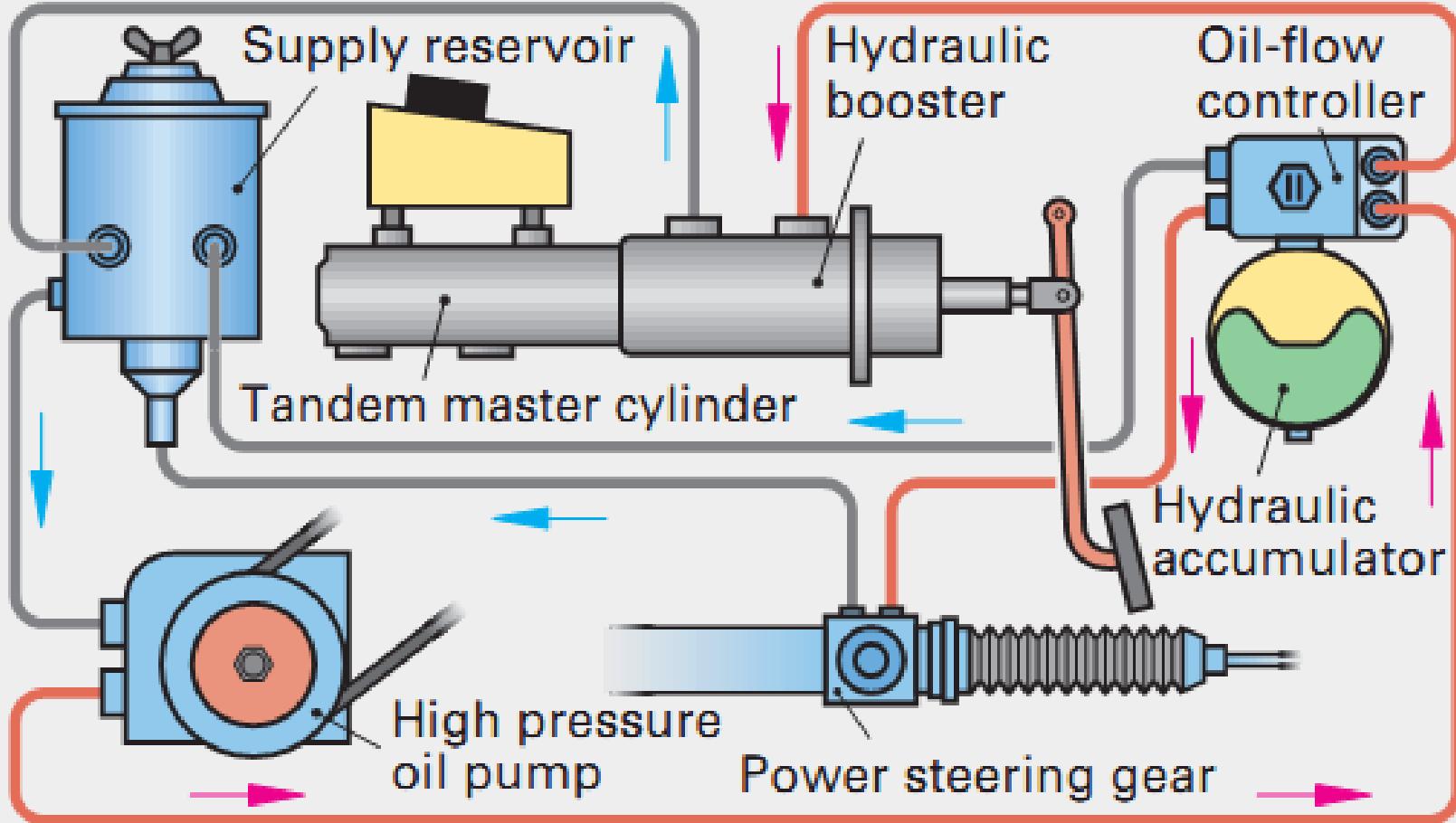
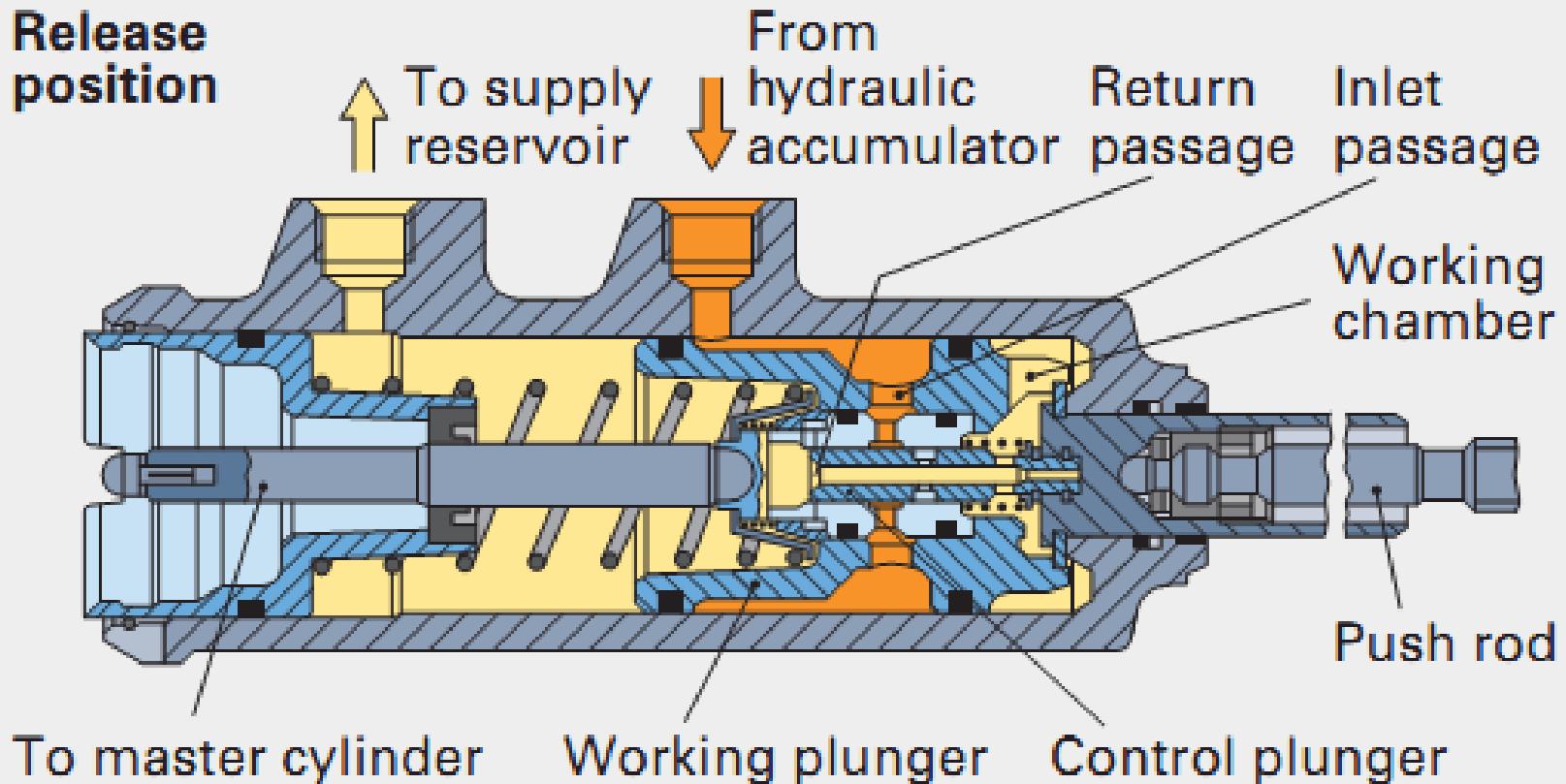


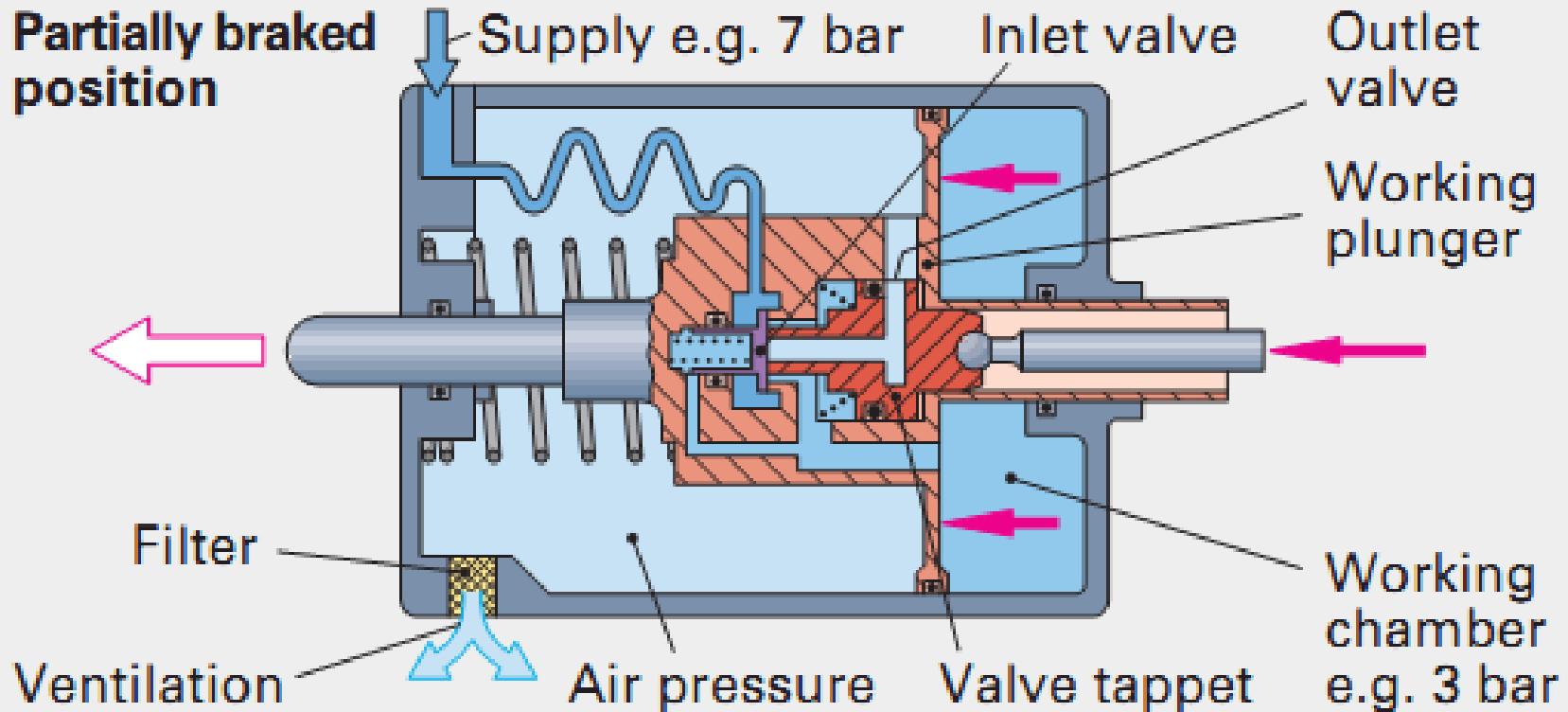
Diagram of Hydraulic Brake Booster
Oil pressure \sim 150 bar

3b. Hydraulic Brake Booster

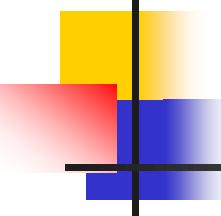


Operation of Hydraulic Brake Booster

3b. Pneumatic Brake Booster



Operation of Pneumatic Brake Booster



3c. Pneumatic Transmission

Compared to the hydraulic brake system, the compressed air brake system has some advantages:

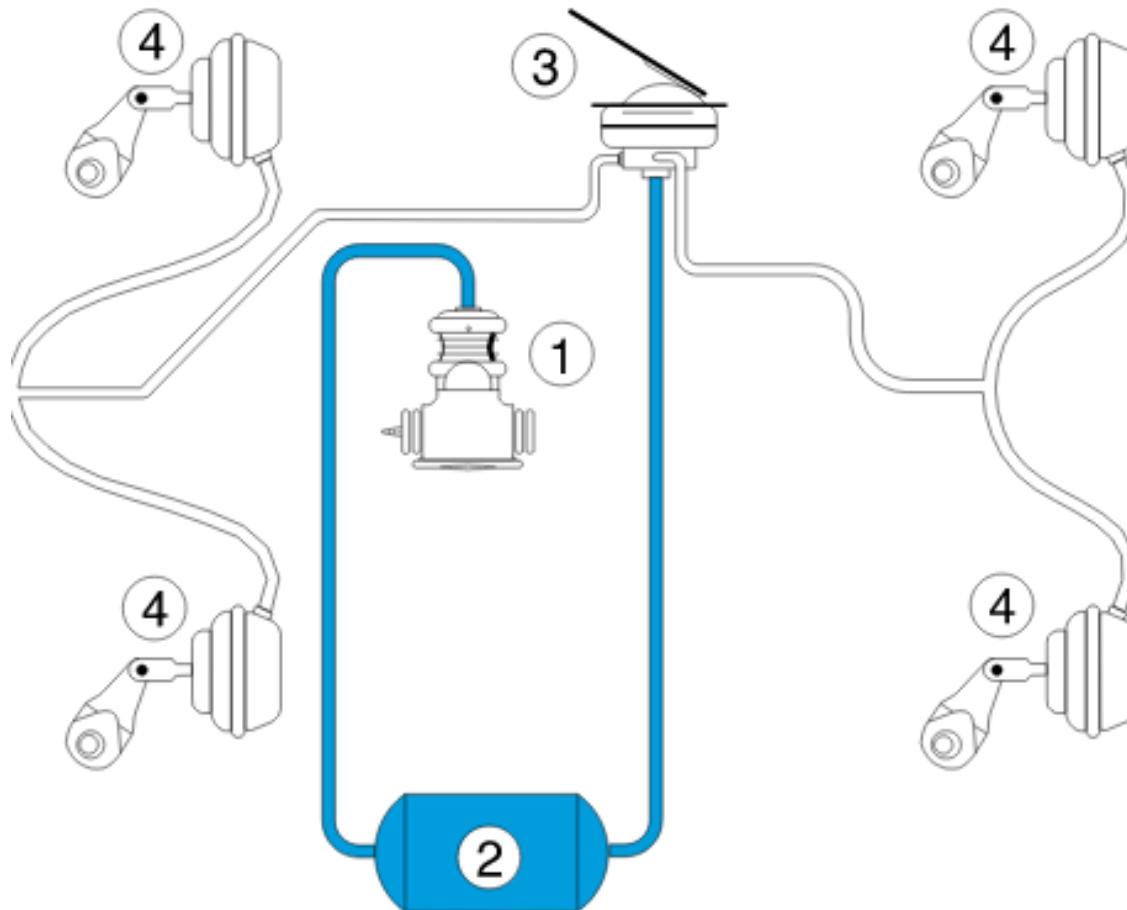
1. The force on the brake pedal is smaller.
2. There is a possibility to control trailer braking.
3. It is possible to use pressure gas for various systems on cars.

However, it has some disadvantages:

1. More components
2. Bigger size, high price.
3. Sensitivity is worse.

→ Use for heavy trucks, trailers, buses.

3c. Pneumatic Transmission



1. Compressor
2. Reservoir
3. Foot valve
4. Brake chambers

Basic air brake system

3c. Pneumatic Transmission

+ **Air compressor:** is a type of engine, running in compression (not explosive) mode, with 2 cylinders.

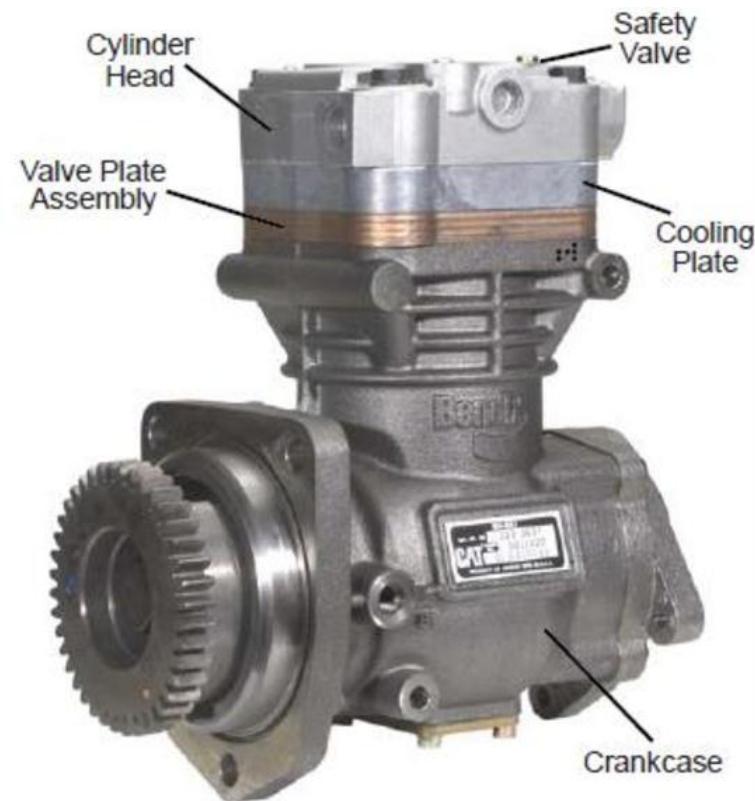
Select air compressor according to:

Compressor capacity

Rotation

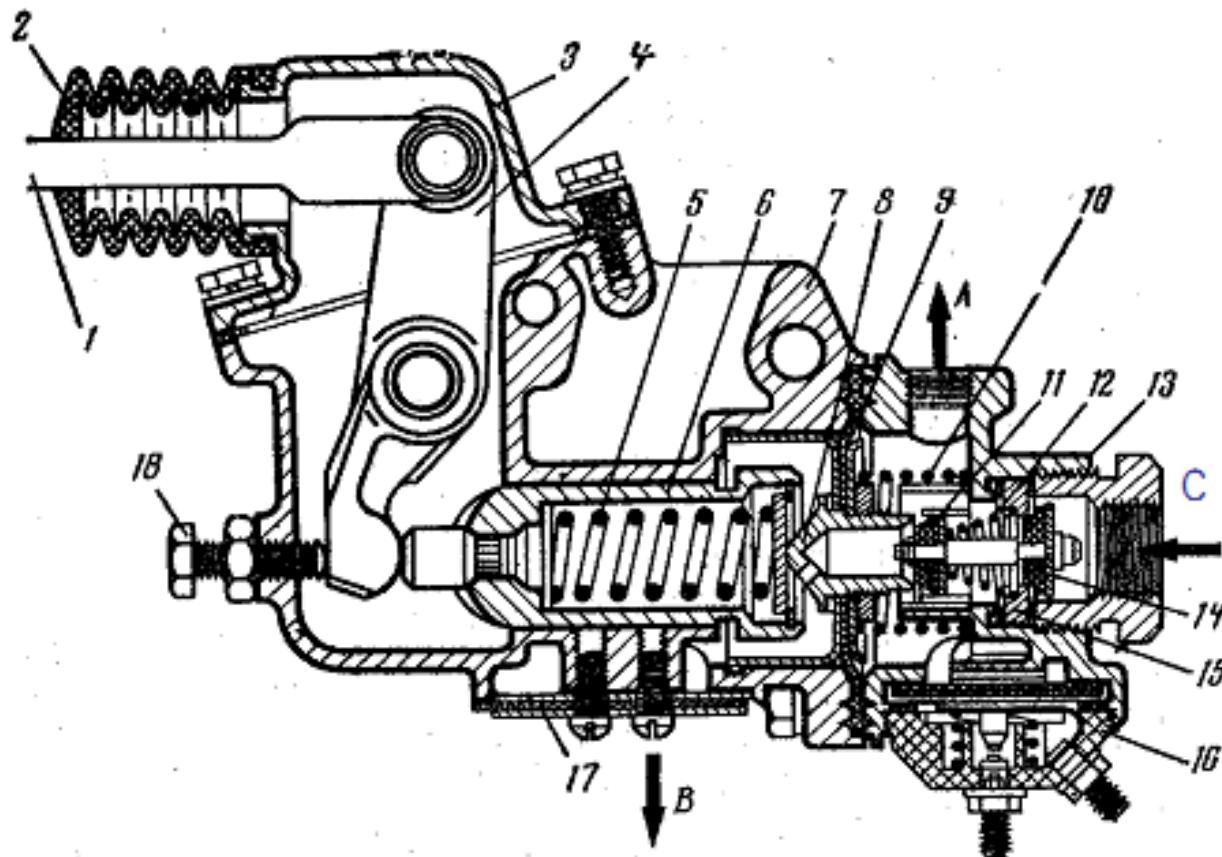
Source pressure (8 ~ 10 kg / cm²)

+ **Pressure regulators:** always keep the pressure constant. The pressure regulator is actually a lock, opening and closing the path between the two cylinders of the compressor, turning the compressor into running mode.



Air reciprocating brake compressor
BENDIX ® BA-921 ® .

3c. Pneumatic Transmission



1 - động dẫn động; 2 - chụp cao su chắn bụi; 3 - nắp; 4 - đòn quay; 5 - lò xo; 6 - cốc ép; 7 - vỏ van; 8, 15 - đế van; 9 - màng; 10, 12 - lò xo; 11 - van xả; 13 - ống nối; 14 - van nạp; 16 - công tắc đèn phanh; 17 - lối chắn bụi; 18 - bulông điều chỉnh.

Single-Circuit Foot Valve

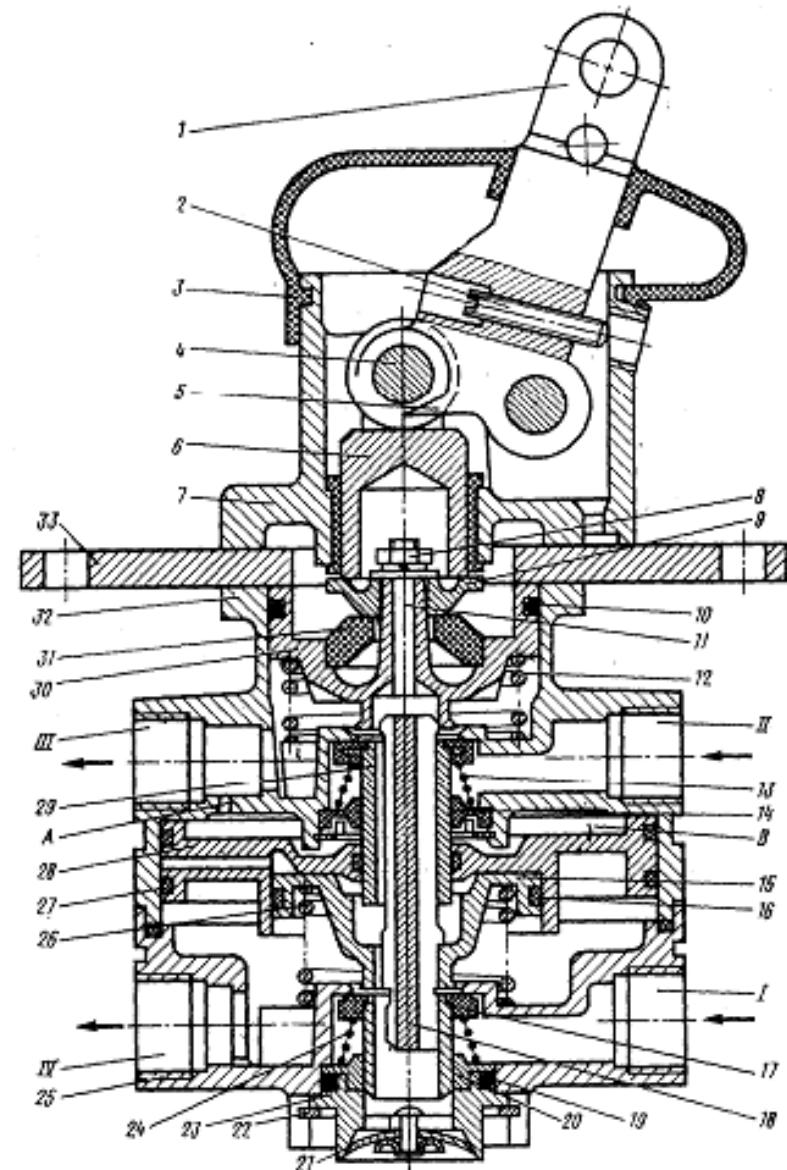
3c. Pneumatic Transmission

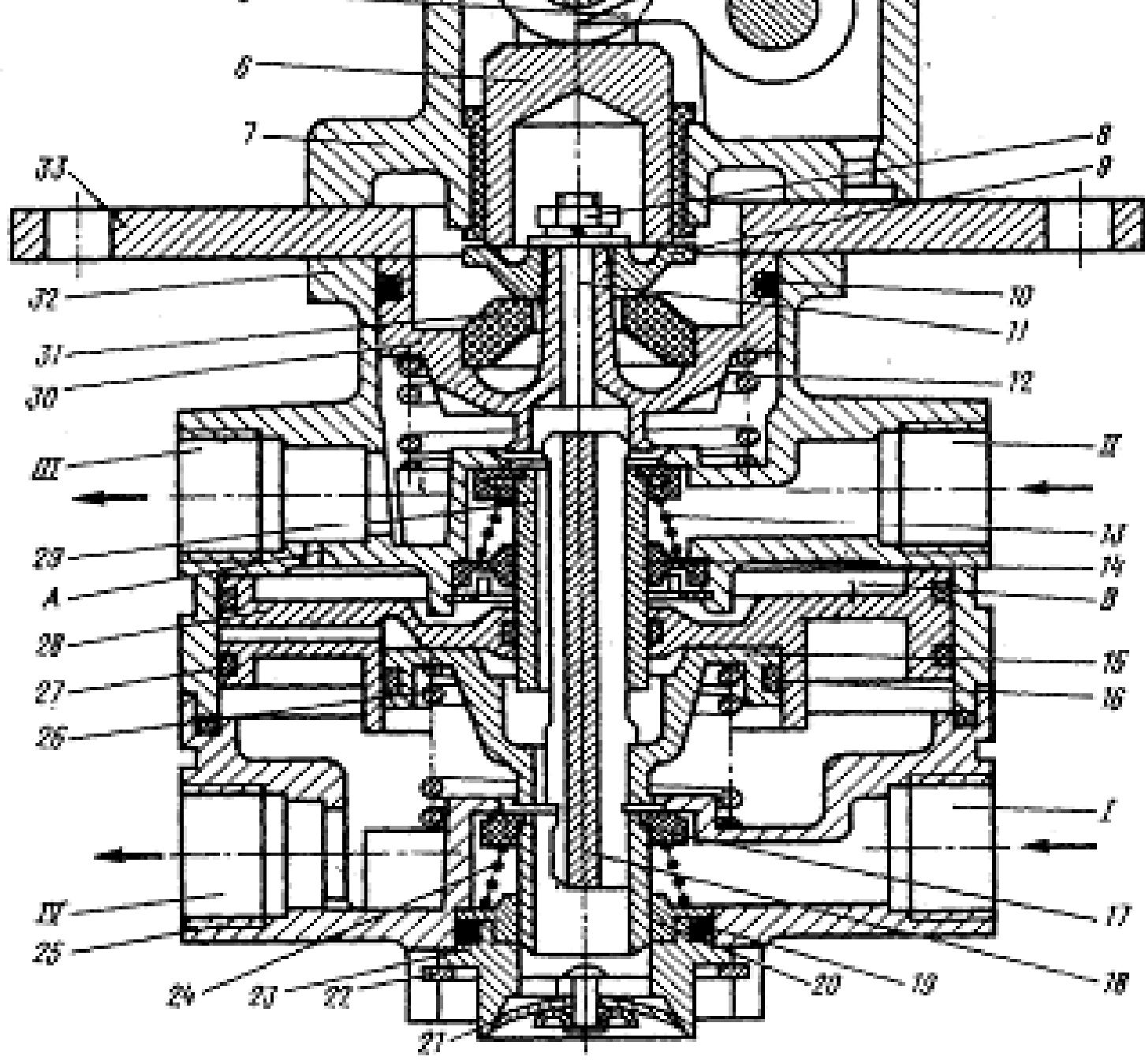
- + **Trạng thái chưa phanh**, cốc ép 6 bị lò xo 10 thông qua màng 9 và đế van xả đẩy sang vị trí tận cùng bên trái. Khi này van nạp 14 đợc lò xo 12 giữ ở trạng thái tì vào đế van nạp 15 nên cửa van nạp đóng. Khí nén từ bình chứa tới cửa C của van và thòng trực tại đó.
- + **Khi phanh**, đòn kéo 1 sẽ tác dụng làm đòn quay 4 quay quanh tâm, một đầu tác dụng lên cốc ép 6 đẩy nó sang bên phải. Cốc ép đẩy tiếp đế van xả 8 nén lò xo 10 để dịch chuyển sang phải, khi đế van xả tiếp xúc với van xả 11 thì cửa xả đóng lại. Nếu tiếp tục đạp phanh cốc ép sẽ đẩy tiếp làm van nạp 14 tách khỏi đế van nạp 15 và cửa van nạp mở ra. Lúc này khí nén từ cửa C qua van nạp đến cửa A theo dòng ống dẫn đến các bâu phanh để thực hiện phanh bánh xe.
- + **Khi thôi phanh**, đòn kéo 1 đợc lò xo hồi vị trả về vị trí ban đầu. Do đó cốc ép 6 và đế van xả 8 cũng dịch chuyển sang trái dời tác dụng của lò xo hồi vị 10. Khi van nạp 14 tiếp xúc với đế 15 thì cửa nạp đóng lại ngắt dòng khí nén. Sau đó đến lượt van xả mở ra, khí nén từ bâu phanh theo cửa A qua cửa van xả, qua lỗ ở đế van xả để xả ra ngoài qua lối chắn 17.

3c. Pneumatic Transmission

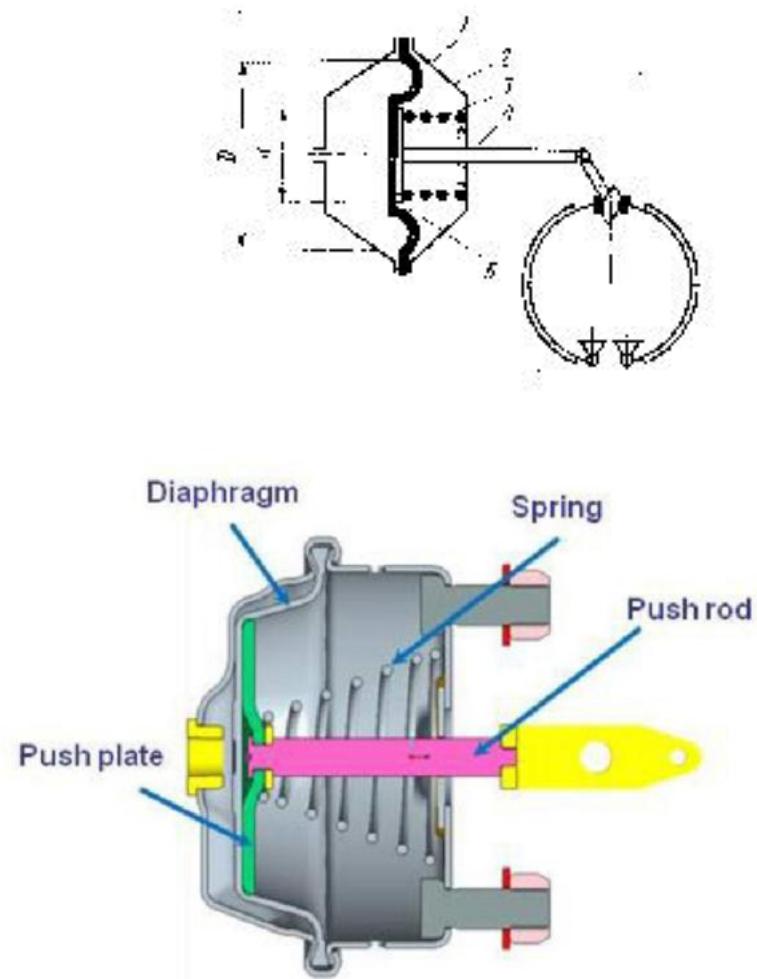
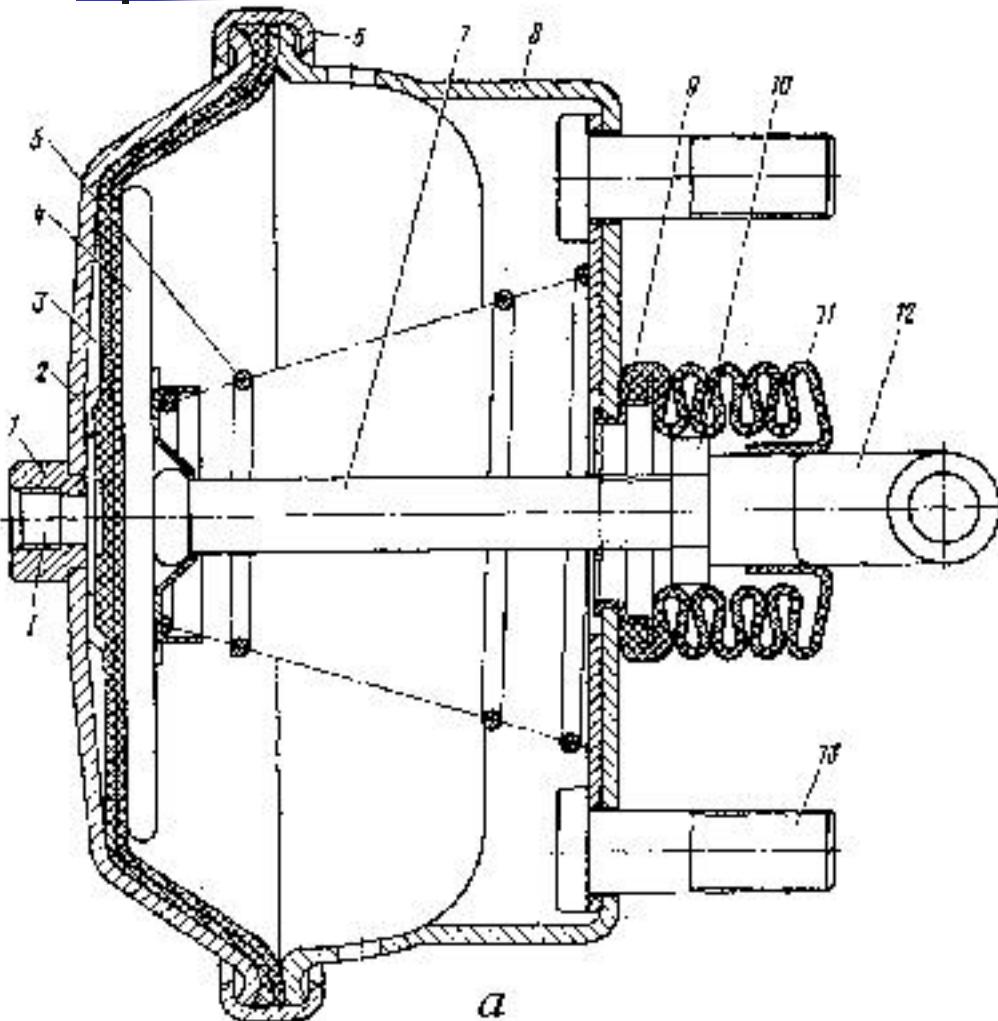
Double – Circuit Foot Valve

1 - đòn mở; 2 - vít chỉnh; 3 - chụp cao su; 4 - chốt; 5 - con lăn; 6 - cốc ép; 7 - nắp; 8 - đai ốc; 9 - bích chặn; 10, 16, 19, 27 - phớt làm kín; 11 - bulông điều chỉnh; 12 - lò xo pittông tuỳ động; 13, 24 - lò xo van; 14, 20 - tấm bạc lót; 15 - pittông nhỏ; 17 - van dối; 18 - ty đẩy pittông nhỏ; 21 - cửa xả; 22 - vòng hãm; 23 - vỏ van xả; 25 - vỏ ngăn dối; 26 - lò xo pittông nhỏ; 28 - pittông lớn; 29 - ống van; 30 - pittông tuỳ động; 31 - phần tử đàn hồi; 32 - vỏ ngăn trên; 33 - mặt bích; I, II - cửa vào (từ bình chứa khí tới); III, IV - cửa ra (tới các bâu phanh).



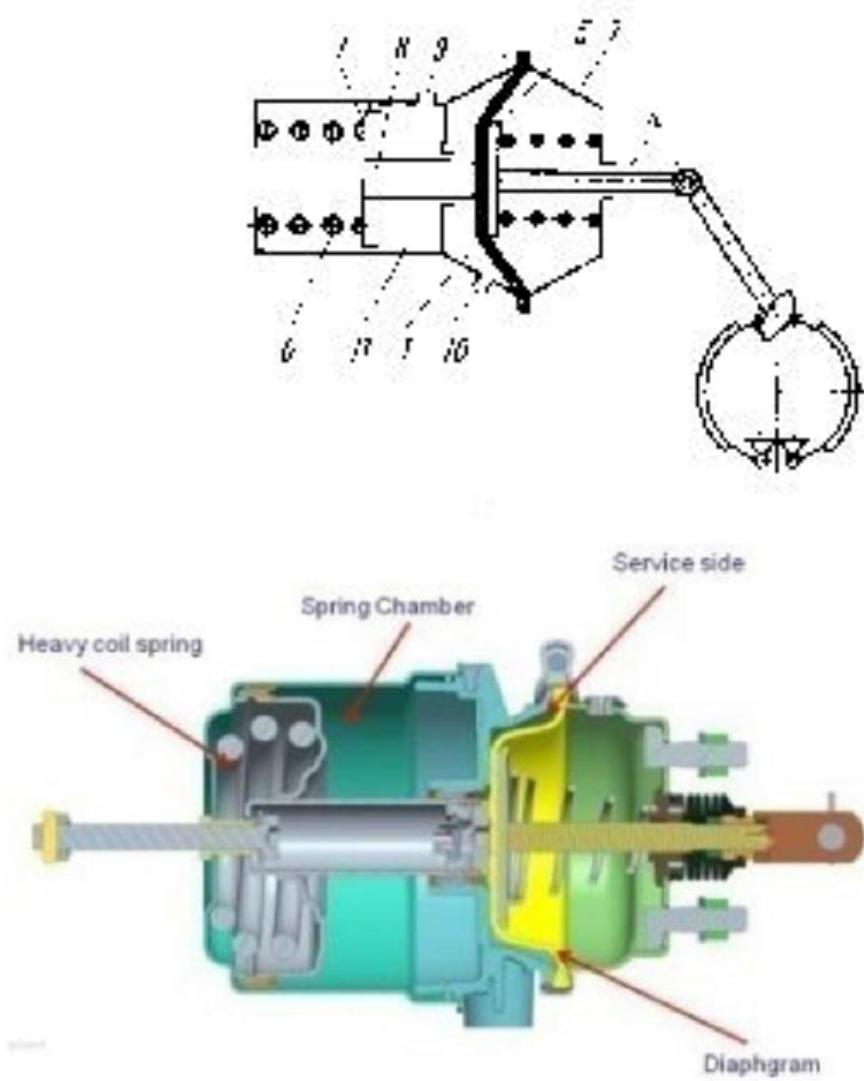
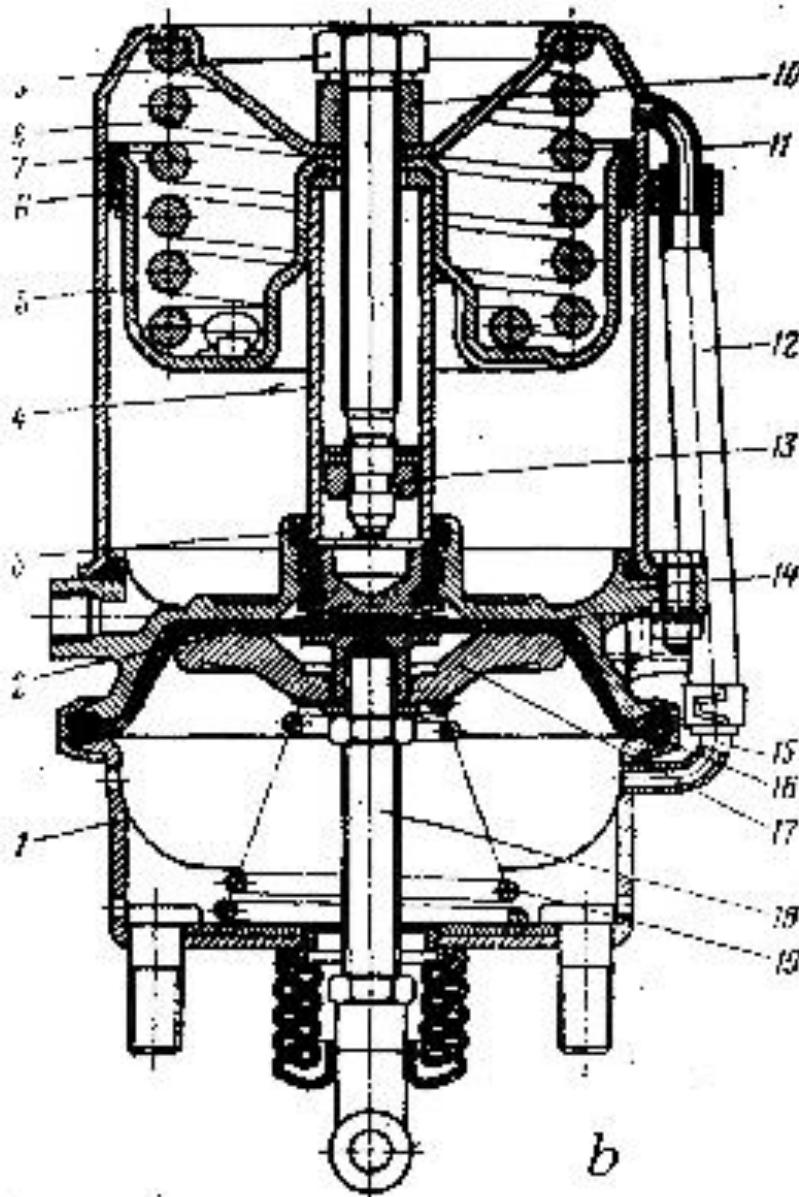


3c. Pneumatic Transmission



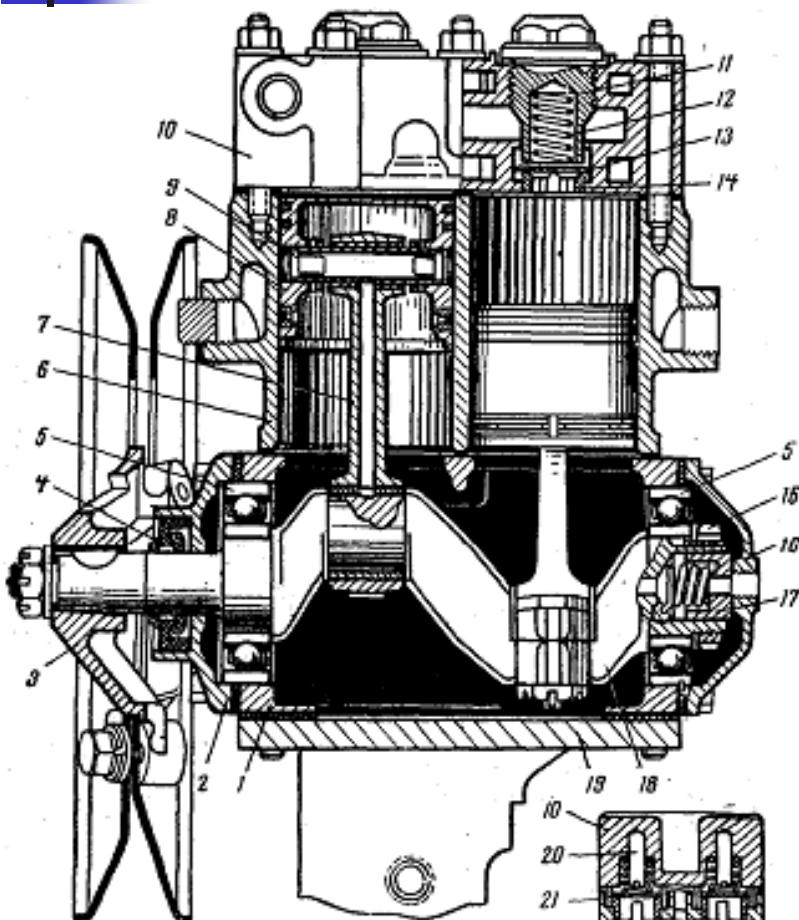
Service-Brake Chamber

3c. Pneumatic Transmission

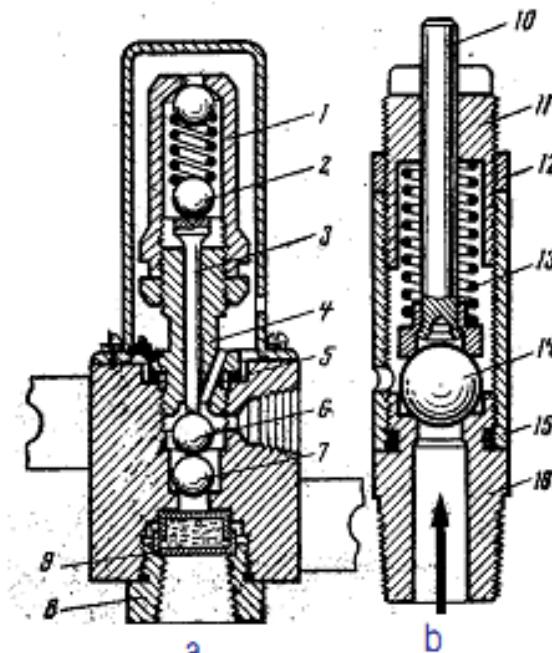


Spring-back Actuator

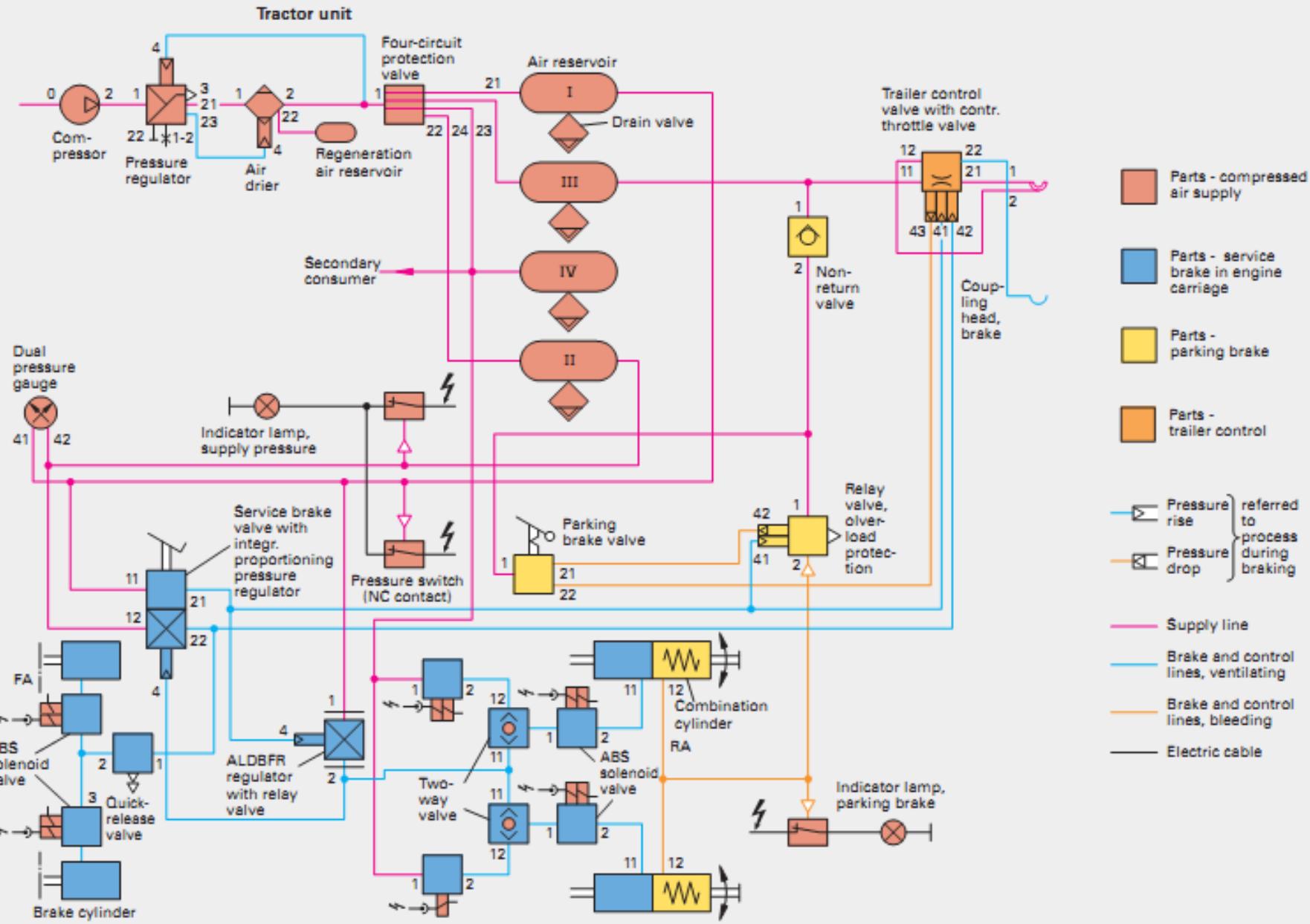
3c. Pneumatic Transmission



Cơ cấu giảm áp



Van điều áp (a) và Van an toàn (b)



Dual-circuit, dual-line air brake system

3c. Pneumatic Transmission

Compressed air supply system

The compressor draws in surrounding air via an air filter, compresses it and forces it via the pressure regulator to the air drying equipment. The pressure regulator automatically controls the pressure in a range between 7 bar and 8.1 bar, for example. The air drier uses a filter to clean the compressed air and extracts any water from it. To do this, it is passed through an air drying agent (desiccant), which traps any moisture. The dried air then flows to the regeneration reservoir and four-circuit protection valve. This distributes the compressed air to four supply circuits and protects these individual circuits. These are:

- Circuit I (21) (service brake – rear axle)
- Circuit II (22) (service brake – front axle)
- Circuit III (23) (parking brake system, trailer)
- Circuit IV (24) (retarder, secondary consumers)

Service brake system of pulling vehicle/tractor unit

This includes a service brake valve with downstream proportioning pressure regulator for load-dependent front axle control. The system is regulated by control connection 4, which is actuated by the ALDBFR regulator of the rear axle. The ALDBFR regulator adapts the brake pressure of the rear axle to the load. The brake pressure from the front axle (connection 22) is regulated depending on the pressure of the ALDBFR regulator by the service-brake valve. Regulation is also load-dependent in this case. If the vehicle is unladen, the pressure output is less than the pressure that otherwise equates to the brakes applied pressure of the service brake valve. Not until the vehicle is fully laden is reduction of the brake pressure output stopped. The pressure proportioning valve routes braking pressure to the front axle brake cylinders via the ABS solenoids. Located on the rear axle upstream from the membrane cylinders are ABS solenoids for ABS control and TCS valves for traction control when starting the vehicle.

3c. Pneumatic Transmission

Parking and auxiliary brake system

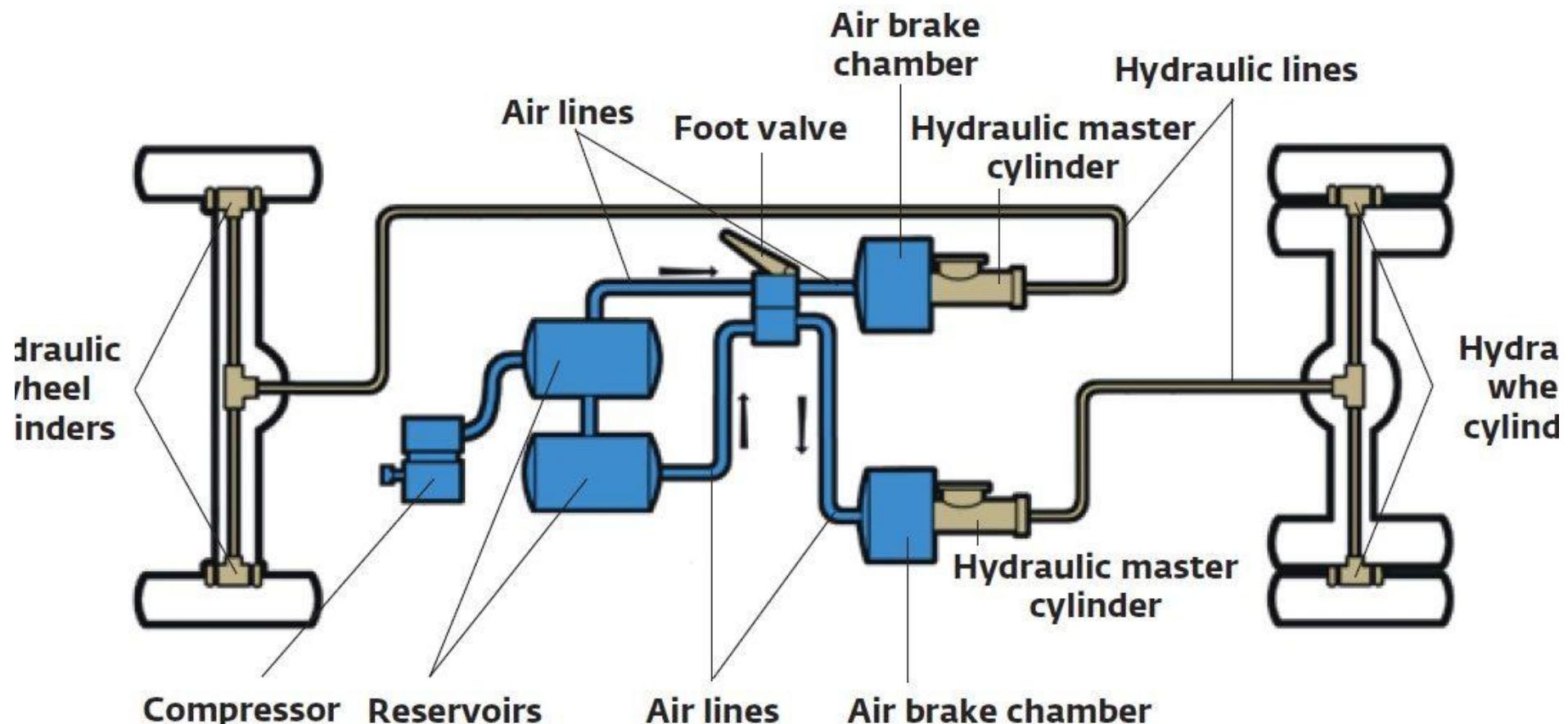
A control line runs from the parking brake valve to the relay valve with overload protection (connection 21 after 42) and a second to the trailer control valve (connection 22 after 43). With the aid of these, the spring-loaded actuators of the rear axle can be applied in proportion as auxiliary or parking brake for the engine carriage and the service brake for the trailer. The parking brake circuit is safeguarded against pressure loss in supply circuit III by a non-return valve.

Trailer brake system

Supply line. A red coupling head on the engine carriage with automatic shutoff element supplies the trailer via a connecting hose and line filter from circuit 3. The valve in the trailer brake valve does not open and charge the air reservoir until the coupling process is complete.

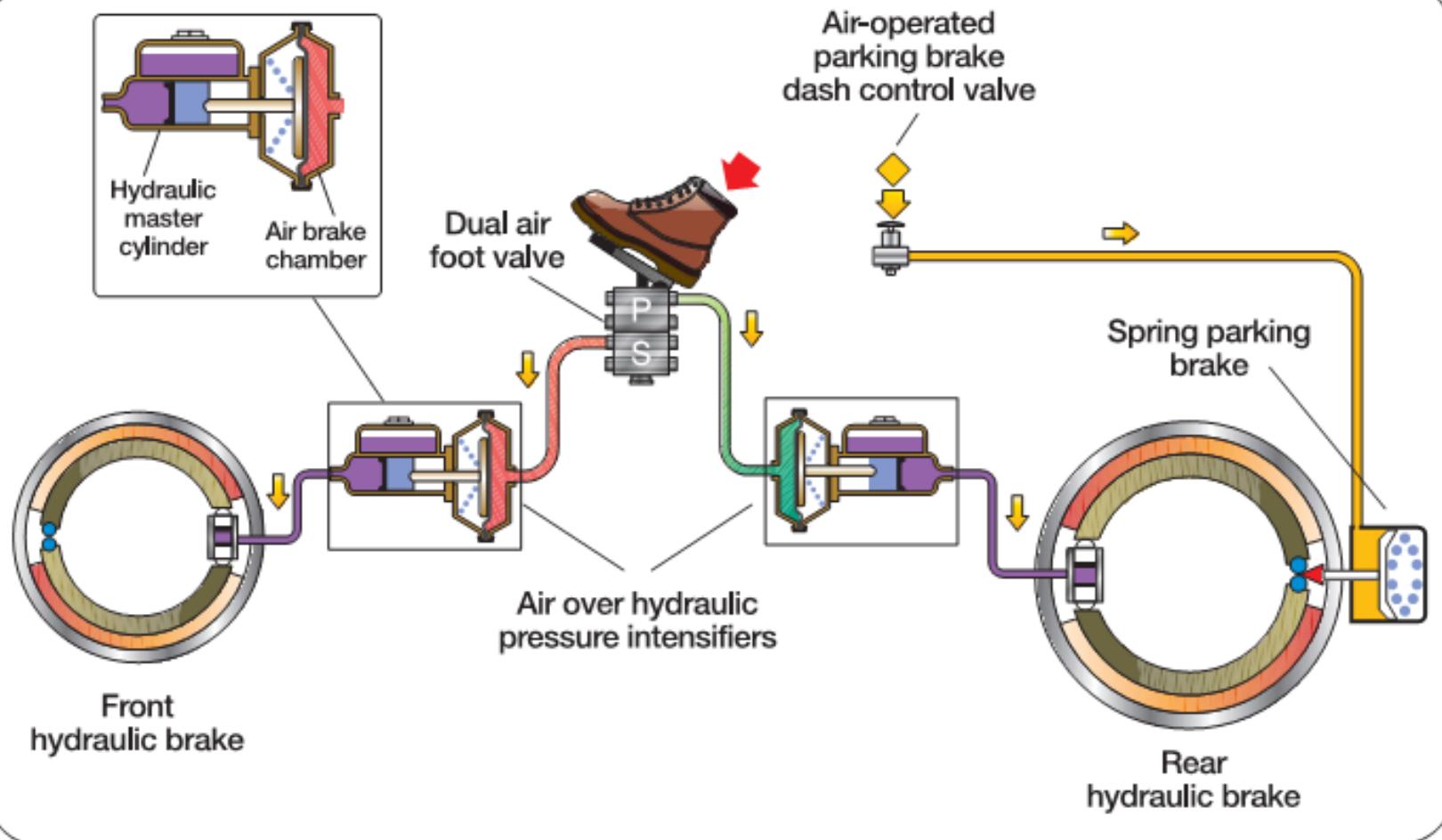
Brake line. The yellow coupling head supplies the trailer during braking with brake pressure applied by the service brake circuit.

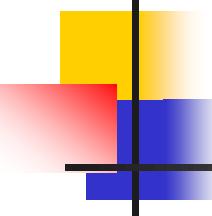
3d. Pneumatic-Hydraulic Transmission



Air-over-hydraulic Brake System

3d. Pneumatic-Hydraulic Transmission





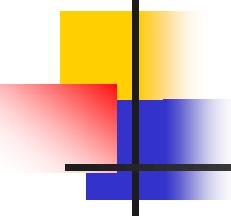
3e. Design Plan

Light load:

- Hydraulic energy
- Disc brake

Heavy load:

- Pneumatic energy
- Drum brake



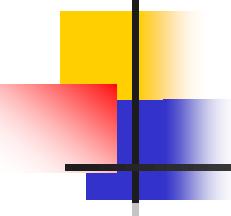
4. Layout Design

Mostly calculating basic parameters. The layout design is simple.

Basic parameters are brake torques M'_{p1} , M''_{p1} , M'_{p2} , M''_{p2} . Due to the symmetrical value, only one wheel's value is counted.

Make general diagrams when calculating.

When braking, ignore wind resistance P_ω , rolling resistance P_f , therefore $j_{max} = \varphi g$.



4. Layout Design

1. Calculate the basic parameters of the brake:

- The brake torque needs to be generated in the wheel brake
- The rule of pressure distribution on brake pads
- Determination of friction coefficient, friction material
- The basic angle of the brake shoe
- Necessary force acts on the brake pads
- Width of brake pads

2. Check the layout parameters

- Specific friction work
- Heat generated
- Working time of brake pads
- Smoothness and stability of brakes

4a. Determine Basic Parameters

4.1.1 Moment phanh cản sinh ra ở các cơ cấu phanh

Đối với cầu trước

$$M_p = \frac{G}{2L} (b + \varphi h_g) \varphi r_{bx}$$

Đối với cầu sau

$$M_p = \frac{G}{2L} (a - \varphi h_g) \varphi r_{bx}$$

Trong đó

G- Trọng lượng ôtô khi đầy tải (N)

L- Chiều dài cơ sở của ôtô (m)

a- Khoảng cách từ trọng tâm xe tới tâm cầu trước (m)

b- Khoảng cách từ trọng tâm xe tới tâm cầu sau (m)

h_g - Chiều cao trọng tâm xe (m)

φ - hệ số đặc trưng cường độ phanh

J_{max} - Gia tốc chậm dần cực đại khi phanh (m/s^2)

g-Gia tốc trọng trường (m/s^2)

φ -Hệ số bám của bánh xe với mặt đường

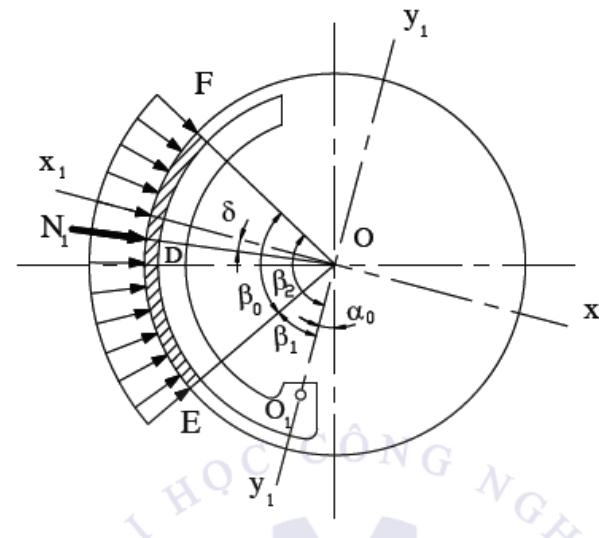
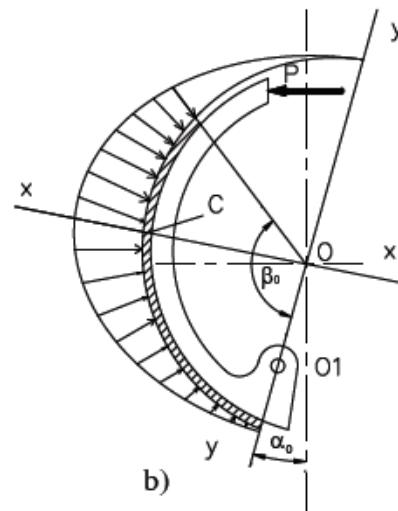
r_{bx} -Bán kính làm việc trung bình của bánh xe

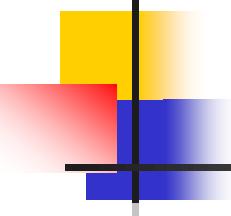
4a. Determine Basic Parameters

4.1.2 Xác định quy luật phân bố áp suất trên má phanh

Quy luật phân bố đều: Chọn quy luật này cho bước tính toán các thông số cơ bản ban đầu để đơn giản quá trình tính toán.

Quy luật phân bố hình sin: Khi cần tính toán chính xác và tính cho guốc phanh có độ cứng lớn.





4a. Determine Basic Parameters

4.1.3 Xác định hệ số ma sát μ

Hệ số ma sát μ : Phụ thuộc vào

- Vật liệu bề mặt ma sát .
- Tình trạng bề mặt ma sát.
- Nhiệt độ và áp suất trên bề mặt ma sát .

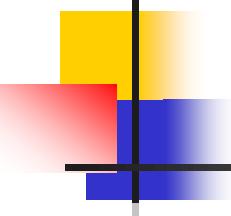
Ma sát giữa amian và gang: $\mu = 0.3 - 0.35$

Ma sát giữa thép và thép: $\mu = 0.18 - 0.2$

Ma sát giữa kim loại gốm và thép: $\mu = 0.35 - 0.4$

Thường dùng amian với gang

Khi tính toán ta thường chọn $\mu = 0.25 - 0.3$



4a. Determine Basic Parameters

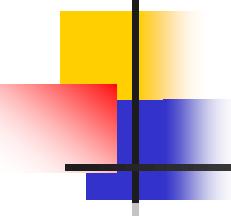
4.1.4 Xác định các góc cơ bản của guốc phanh

β_0 : góc ôm má phanh

Giá trị β_0 hiện nay nằm trong khoảng $90^0 - 110^0$

β_1 : góc đầu má phanh

β_2 : góc đuôi má phanh



4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên guốc phanh

- Mục đích: để đảm bảo cho tổng moment phanh sinh ra ở cơ cấu phanh bằng tổng moment phanh tính toán

4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên má phanh

A. Các guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ và lực ép lên các guốc bằng nhau

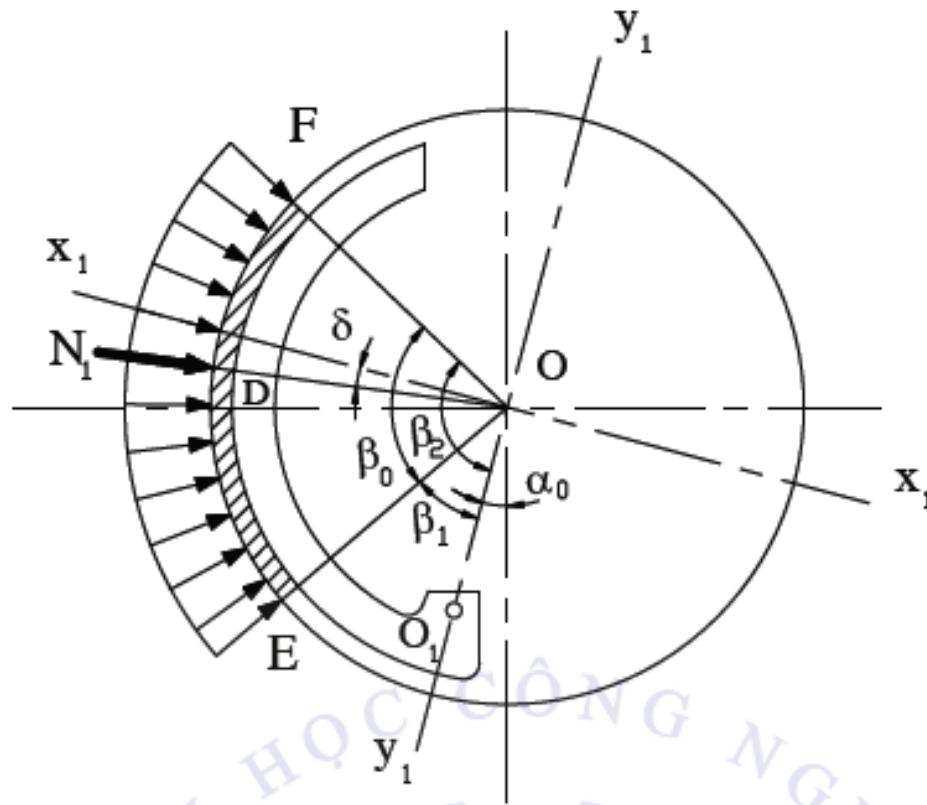
- Xác định góc δ bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng lên má phanh
- Ứng với trường hợp áp suất phân bố đều trên má phanh

$$\delta = 90^\circ - \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$\rho = \frac{\beta_0 \cdot r_i}{2 \sin \frac{\beta_0}{2}}$$

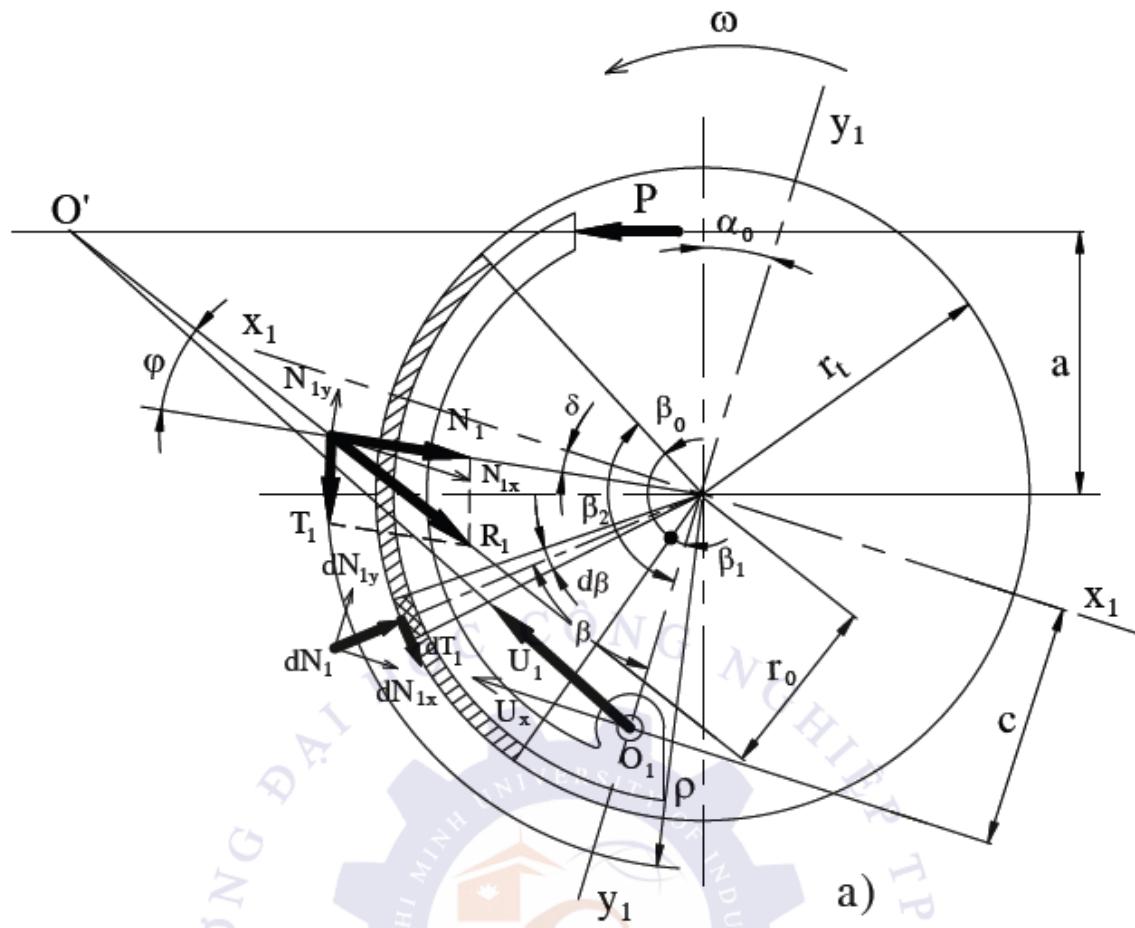
4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên má phanh



4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên má phanh



4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cần thiết tác dụng lên má phanh

Phương pháp họa đồ

Bán kính r_0

$$r_0 = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}$$

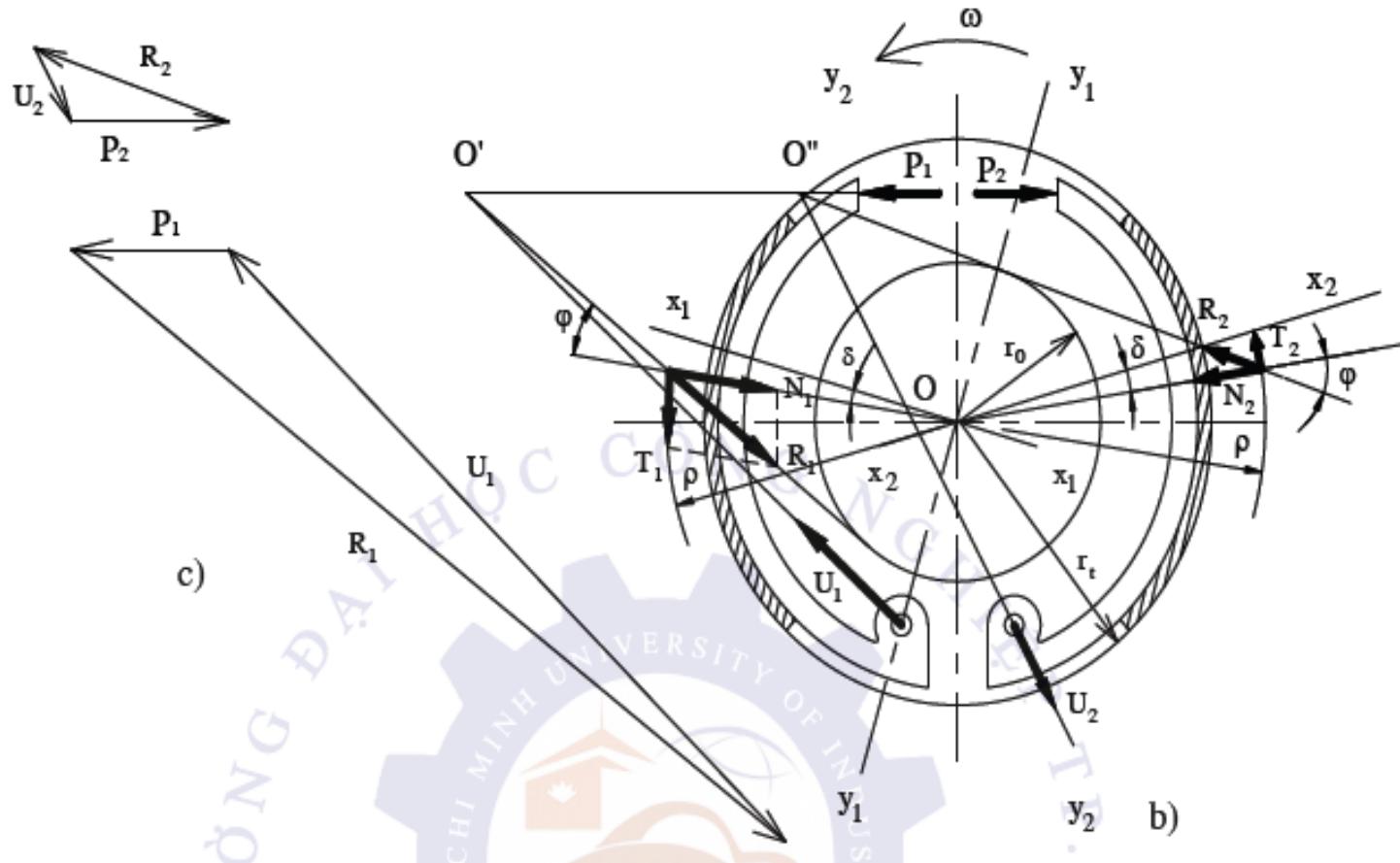
Tổng hợp lực

$$R_1 + R_2 = \frac{M_p}{r_0}$$

Xác định tỉ số R_1/R_2 dựa vào đa giác lực

4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên má phanh



4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cản thiết tác dụng lên má phanh

Phương pháp giải tích

Đối với guốc phanh trước

$$M'_{P1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}$$

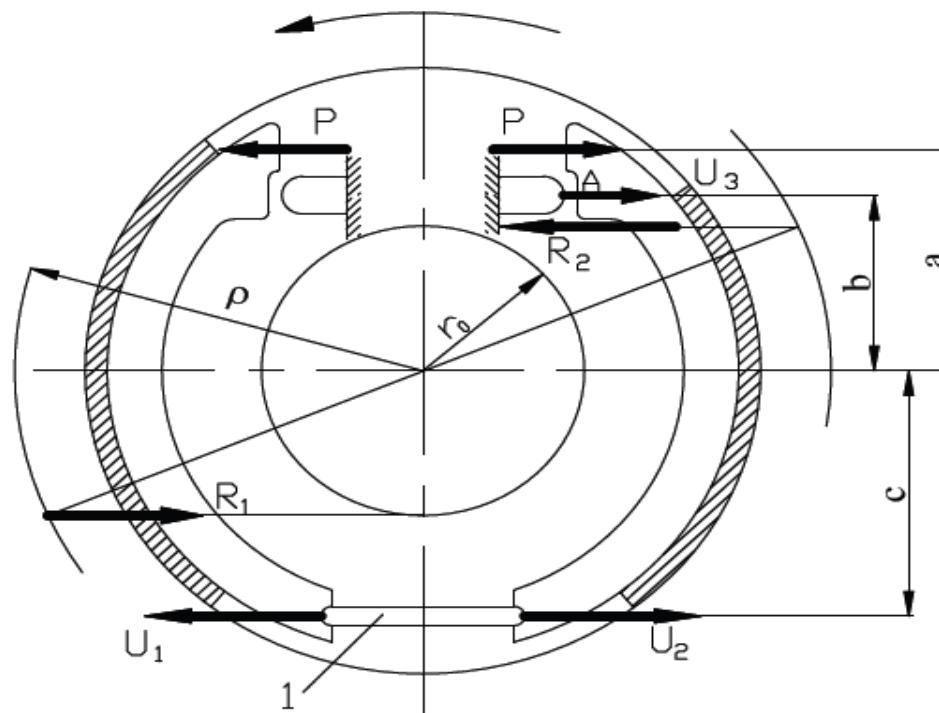
Đối với guốc phanh sau

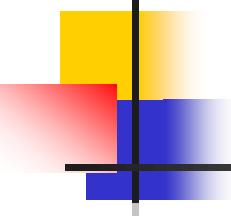
$$M''_{P1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho}$$

4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cần thiết tác dụng lên má phanh

B.Cơ cấu phanh guốc tự cường hóa





4a. Determine Basic Parameters

4.1.5 Xác định lực cần thiết tác dụng lên má phanh

Đối với guốc phanh trước

$$M'_{p1} = P \frac{a + c}{c - r_0} r_0$$

Đối với guốc phanh sau

$$M''_{p1} = P \frac{(a + c)(b + r_o)}{(c - r_o)(b - r_o)} r_o$$

4a. Determine Basic Parameters

4.1.6 Chiều rộng má phanh(tầm ma sát)

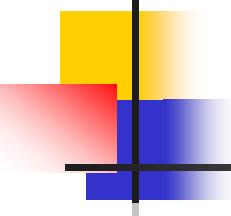
- Điều kiện áp suất trên má phanh

$$q = \frac{M_p}{\mu \cdot b \cdot r_t^2 \cdot \beta_o} \leq [q]$$

Giá trị cho phép : $[q] = 1,5 \div 2,0 MN / m^2$

- Chiều rộng má phanh

$$\Rightarrow b = \frac{M_p}{\mu \cdot [q] \cdot r_t^2 \cdot \beta_o}$$



4b. Check Basic Parameters

4.2.1 Công ma sát riêng

Xác định trên cơ sở má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô chạy với tốc độ trước khi phanh

$$L = \frac{Gv_0}{2gF_{\Sigma}} \quad (kNm / m^2)$$

G - trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đầy tải(kN)

v_0 - tốc độ của ô tô khi bắt đầu phanh (m/s)

g - gia tốc trọng trường($g=9,81m/s^2$)

F_{Σ} - diện tích toàn bộ của má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ô tô(m^2)

Trị số công ma sát riêng nằm trong giới hạn

Ô tô vận tải 3000-7000 kNm/m²

Ô tô du lịch 4000 – 15000 kNm/m²

4b. Check Basic Parameters

4.2.2 Kiểm tra nhiệt

Khi phanh động năng của ô tô chuyển thành nhiệt năng ở trống phanh và một phần thoát ra môi trường không khí
Phương trình cân bằng năng lượng

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = m_t c \tau + F_t \int_0^t k \cdot \tau \cdot dt$$

G – khối lượng ô tô

g – gia tốc trọng trường

v₁ v₂ – tốc độ ban đầu và cuối quá trình phanh

m_t - khối lượng các trống phanh và các chi tiết liên quan với chúng bị nung nóng

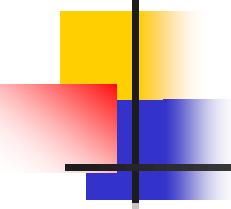
c – nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng

τ – sự tăng nhiệt độ của trống phanh so với môi trường không khí

F_t – diện tích làm mát của trống phanh

K – hệ số truyền nhiệt giữa trống phanh và không khí

t – thời gian phanh



4b. Check Basic Parameters

4.2.2 Kiểm tra nhiệt

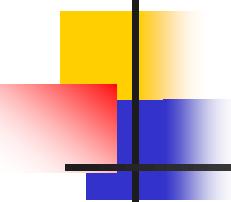
Khi phanh ngắt ở thời gian ngắn

$$\tau = \frac{G(v_1^2 - v_2^2)}{2gm_t c}$$

Sự tăng nhiệt độ của trống phanh với tốc độ của ô tô $v_1=8,33(\text{m/s})$ cho tới khi ô tô dừng hẳn ($v_2=0$) không được quá 15^0K

Nhận xét

- Sự tăng nhiệt độ của trống phanh ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng của quá trình phanh
- Để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của cơ cấu phanh và để má phanh ít mòn cần đảm bảo tỏa nhiệt tốt
 - Tăng diện tích lám mát của trống phanh bằng các gân tản nhiệt
 - Khi xuống các dốc dài để đảm bảo cho các má phanh không bị nung nóng quá mức nên dùng kết hợp phanh động cơ và phanh khí thải



4b. Check Basic Parameters

4.2.3 Thời hạn làm việc của má phanh còn đánh giá bằng tỷ số p

$$p = \frac{M}{F_{\Sigma}}$$

Trong đó

M _ khối lượng của ô tô(kg)

F_{Σ} _ diện tích toàn bộ của má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ôtô(m^2)

Tỷ số này cho phép như sau

Ô tô du lịch $1,0 - 2,0 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô hành khách $1,5 - 2,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô vận tải $2,5 - 3,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

4b. Check Basic Parameters

4.2.4 Tính êm dịu và ổn định của phanh

A. Hiện tượng tự siết (tính êm dịu)

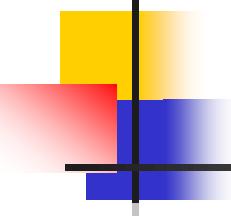
Hiện tượng tự siết xảy ra khi moment phanh M_p tiến tới vô cùng.

Guốc phanh trước:

$$M'_{P1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}$$

Hiện tượng tự siết khi

$$c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho = 0$$



4b. Check Basic Parameters

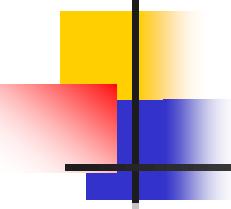
4.2.4 Tính êm dịu và ổn định của phanh

Nghĩa là

$$\mu = \frac{c \cos \delta}{\rho - c \sin \delta}$$

Guốc phanh sau

$$M''_{p1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho}$$



4b. Check Basic Parameters

4.2.4 Tính êm dịu và ổn định của phanh

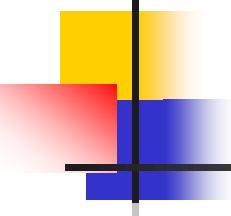
Guốc phanh tự cường hóa

Đối với guốc phanh trước

$$M'_{p1} = P \frac{a + c}{c - r_0} r_0$$

Đối với guốc phanh sau

$$M''_{p1} = P \frac{(a + c)(b + r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)} r_0$$

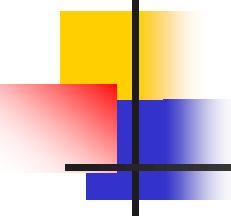


4b. Check Basic Parameters

4.2.4 Tính êm dịu và ổn định của phanh

B. Sự ổn định

Moment phanh sinh ra ở các bánh xe trái và phải sai lệch so với moment phanh tính toán khoảng 10-15% thì độ ổn định của ô tô vẫn được đảm bảo dễ dàng bằng cách giữ tay lái.



5. Technical Design

1. Thiết kế cơ cấu phanh:

Quá trình thiết kế ngược với quá trình hoạt động.

Hoạt động: $P_{bd} \rightarrow$ Cơ cấu phanh \rightarrow moment phanh.

Thiết kế: thông số có trước là moment phanh $\rightarrow P_{p1}, P_{p2}$ (cơ cấu phanh) \rightarrow dẫn động phanh \rightarrow lực bàn đạp P_{bd} .

5. Technical Design

a. Cơ cấu phanh đĩa

Thông số cơ bản: r_{ng} , r_{tr} , góc ôm tâm ma sát.

Tính toán đơn giản, giống thiết kế ly hợp ma sát hai đĩa:

$$P_1 = P_2 = \frac{M_p}{2r_{ms}\mu}$$

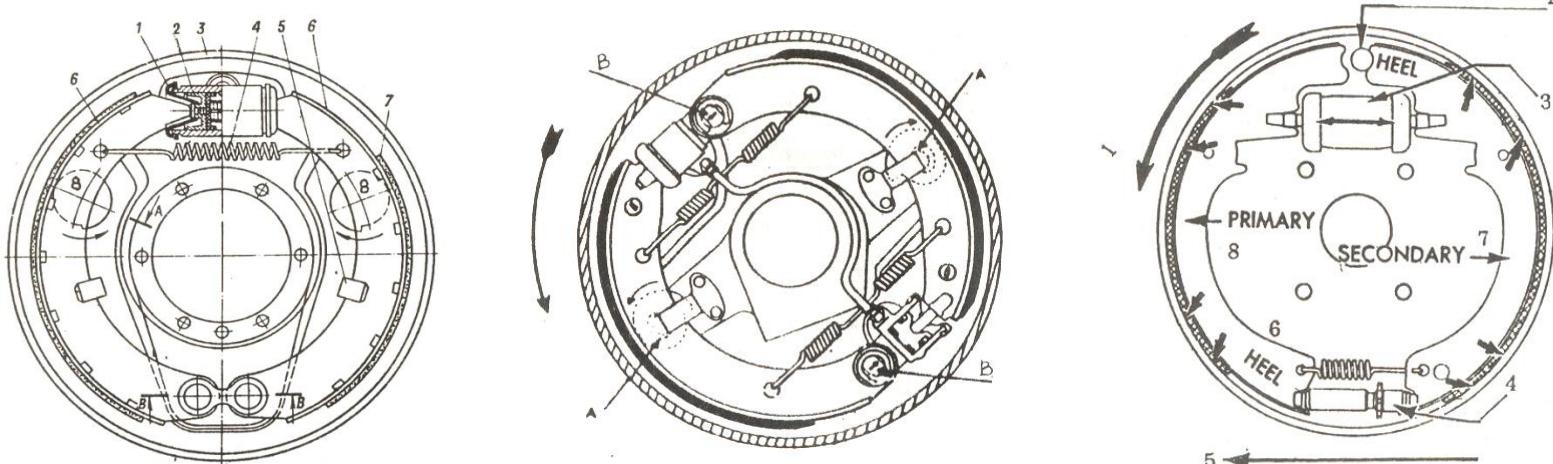
Kiểm tra bền tâm ma sát: áp suất riêng $p = P_1/F_{ms} \leq [p]$

Kiểm tra nhiệt của cơ cấu phanh: Xét trong quá trình phanh ngắt, đĩa phanh là khối lượng thu nhiệt. Tính công và nhiệt sinh ra trong 5 lần phanh liên tiếp.

5. Technical Design

b. Cơ cấu phanh guốc

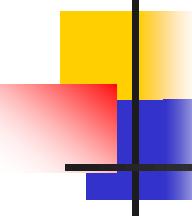
Cơ cấu đổi xứng qua trực a), qua tâm b), và cường hoá c)



Vẽ kết cấu, a) đơn giản nhất (1 xy lanh), b) cần 2 xy lanh, c) phức tạp.

Ứng dụng:

- Đa số xe du lịch, tải nhỏ vận tốc cao: dùng b)
- Xe tải lớn, vận tốc chậm: dùng a)
- Trường hợp c) dùng cho xe thường xuyên lùi với vận tốc cao → ít gấp, thường là xe quân sự .

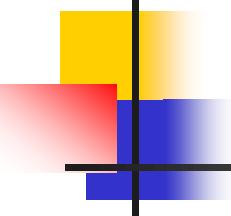


5. Technical Design

b. Cơ cấu phanh guốc

Cả ba loại đều có đặc điểm chung là mặt tiếp xúc của má phanh là cong → tính toán giống nhau.

- + Sự phân bố áp lực lên má phanh: không biết được quy luật phân bố, phải đặt ra giả thiết (phân bố đều, phân bố quy luật hình sin).
- + Tính toán các lực đặt lên má phanh P, R, U.
- + Xác định hình dạng, vị trí, bề rộng má phanh , góc ôm má phanh, ... (xem SGK)



5. Technical Design

c. Thiết kế kết cấu và tính bền

Phương pháp thường dùng là chọn trước kết cấu rồi kiểm tra bền.

Liên kết giữa tấm ma sát vào guốc (đĩa) phanh:

- + Tán bằng đinh tán: đơn giản, dễ tháo lắp, nhưng chiềу dày làm việc tấm ma sát bị hạn chế → cho Mp lớn, tải lớn.
- + Dán: chiềу dày làm việc tấm ma sát lớn nhưng khó tháo ra → cho Mp nhỏ.

Tang trống, đĩa phanh: chọn theo khối lượng (khối lượng thu nhiệt thỏa mãn kiểm tra nhiệt). Với cơ cấu phanh guốc, tang trống là thu nhiệt, guốc không thu nhiệt. Đĩa phanh có xé rãnh để thoát nhiệt.

5. Technical Design

2. Thiết kế dẫn động phanh:

Có ba loại dẫn động phanh: cơ khí, thủy lực, khí nén.

Cơ khí:

- Ưu: đơn giản, dễ chế tạo, hiệu quả phanh cao, không có độ rơ (Δt nhỏ nhất).
- Khuyết: khó cường hoá, khó bố trí đường dây cáp phanh, khó cân chỉnh phanh.

Thủy lực:

- Ưu: dễ cường hoá, dễ bố trí, Δt nhỏ, lực phanh 2 bánh đều nhau.
- Khuyết: khả năng rò rỉ cao do áp suất lớn ($80 \sim 120 \text{ kg/cm}^2$), tính ổn định kém, kết cấu hơi phức tạp, bảo trì thường xuyên (châm dầu, thay dầu)

Khí nén:

- Ưu: dễ bố trí đường ống, cường hoá tốt nhất, ổn định vì áp suất khí nén không cao (bình chứa 8 kg/cm^2 , P công tác $5 \sim 6 \text{ kg/cm}^2$).
- Khuyết: kết cấu phức tạp, Δt lớn.

5. Technical Design

a. Thiết kế dẫn động phanh thủy lực:

Các thông số cơ bản: hành trình làm việc của xy lanh chính H, xy lanh công tác h, đường kính xy lanh chính D, xy lanh công tác d, lực bàn đạp P_{bd} , hành trình bàn đạp P_{bd} .

Có M_p , tính được:

$P \rightarrow$ tính toán dẫn động phanh,

$R \rightarrow$ tính tang trống, má phanh,

$U \rightarrow$ tính bền cho chốt.

Bài toán: Tìm P_{bd} , S_{bd} .

Biết áp suất công tác $p = 80 \sim 120 \text{ kG/cm}^2 \rightarrow$ tính được đường kính xy lanh công tác d để thoả mãn lực phanh:

$$P_p = p \frac{\Pi d^2}{4}$$

5. Technical Design

Có khe hở giữa má phanh và tang trống → tính được hành trình xy lanh công tác h (quan hệ bởi cánh tay đòn quay quanh chốt)

Lưu lượng xy lanh chính = 4 lưu lượng xy lanh công tác → chọn D, tính H.

$$\frac{\Pi D^2}{4} H = 4 \left(\frac{\Pi d^2}{4} h \right)$$

Lực bàn đạp P_{bd} ,

$$P_{bd} = p \frac{\Pi D^2}{4} \frac{l_{xl}}{l_{bd}}$$

Hành trình bàn đạp $S_{bd} \leq [S_{bd}]$.

Nếu $P_{bd} > [P_{bd}]$ thì phải giảm D, khi đó H tăng, S_{bd} tăng, phải kiểm tra lại. Nếu S_{bd} quá lớn thì phải cường hoá.

5. Technical Design

a. Thiết kế dẫn động phanh khí nén:

Yêu cầu: máy nén phải cung cấp đủ lưu lượng khí trong một khoảng thời gian cho trước (phanh 10 lần liên tục).

Bình chứa phải đủ bền, đủ lớn.

Khi có rơmoóc, rơmoóc phải được phanh trước đầu kéo. Khi nhả phanh, đầu kéo phải được nhả trước rơmoóc.

Lực phanh: $P = p_{kn} \times S_{bauphanh}$

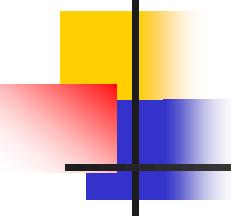
Áp suất khí nén $p_{kn} = 5 \sim 6 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow$ tính ra S , chọn bầu phanh.

Khi máy nén bị hư, bình chứa phải bảo đảm chứa khí **đủ cho 10 lần phanh tiếp** → cần tính thể tích bình.

Áp suất tối đa trong bình khi nạp đầy $p_{max} = 8 \sim 10 \text{ kg/cm}^2$

Sau một lần phanh, áp suất còn lại là p_1 . Thể tích bình vẫn là V_b , nhưng một phần thể tích khí đi đến các bầu phanh:

$$\begin{aligned} P_{max} \times V_b &= p_1(V_b + V_{phanh}) \\ &= p_2(V_b + 2V_{phanh}), \dots \end{aligned}$$



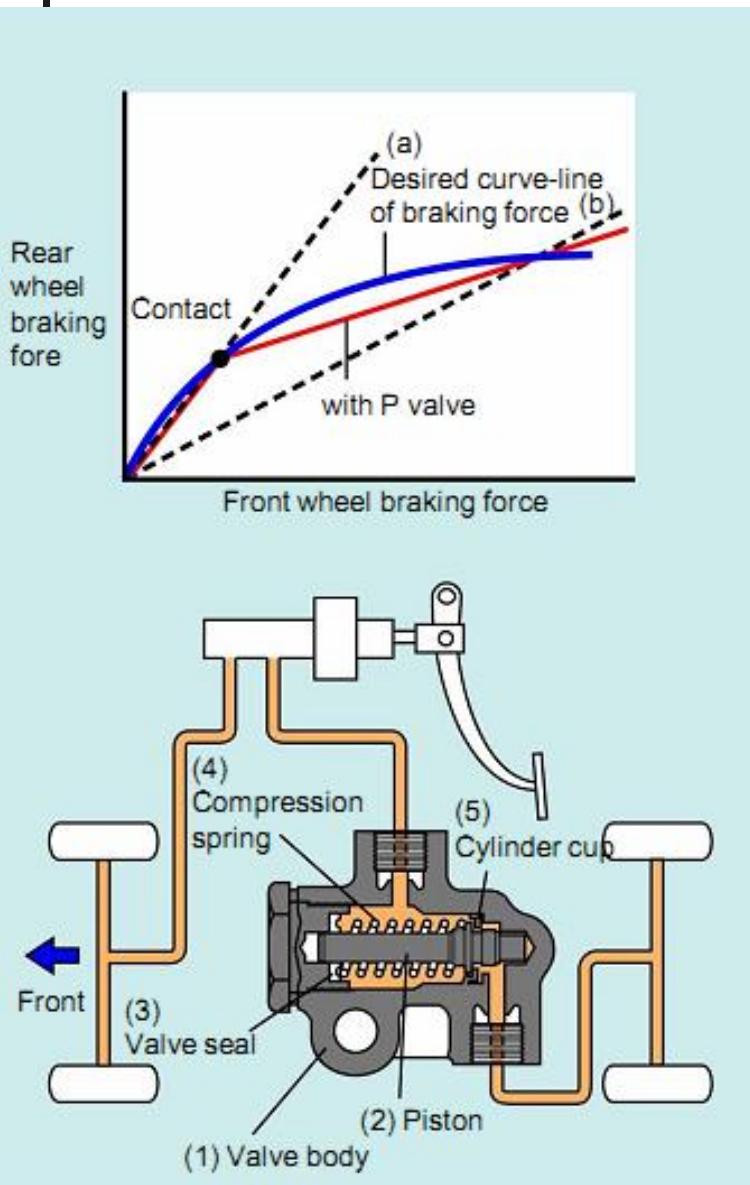
5. Technical Design

Lần phanh cuối phải thỏa mãn: áp suất trong bình $p_n \geq p_{kn} = 5 \sim 6 \text{ kg/cm}^2$.

Chú ý:

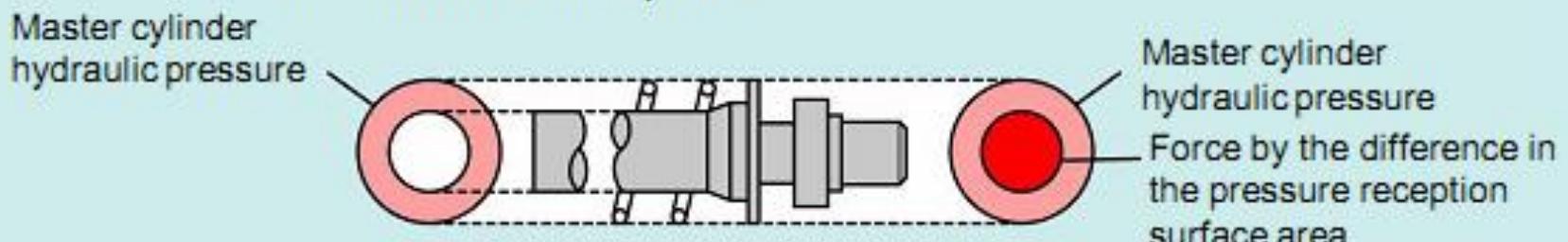
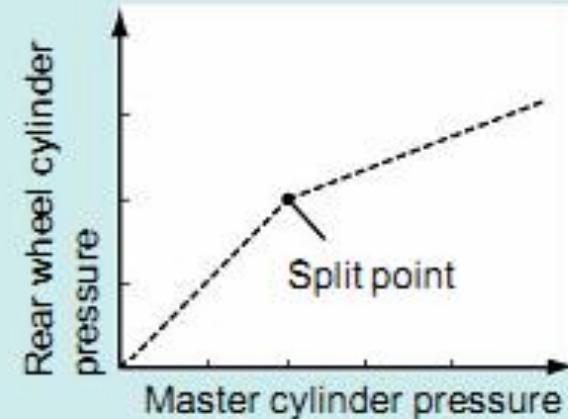
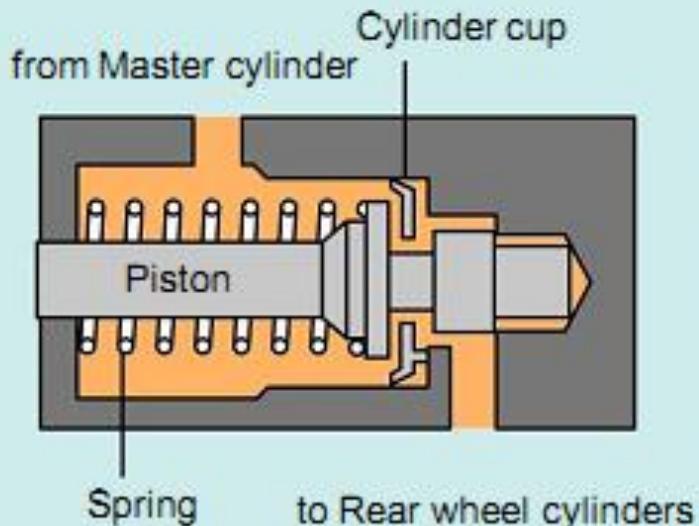
Ở các lần phanh đầu, p_1, p_2 lớn (8 kg/cm^2). Nếu không có van phân phối mà nối trực tiếp đường truyền khí từ bình đến bầu phanh, áp suất công tác lớn sẽ gây bó cứng phanh do lực phanh lớn hơn lực bám → Cần phải có van phân phối để điều chỉnh khí từ áp cao đến áp suất làm việc.

6. Brake Pressure Reducer



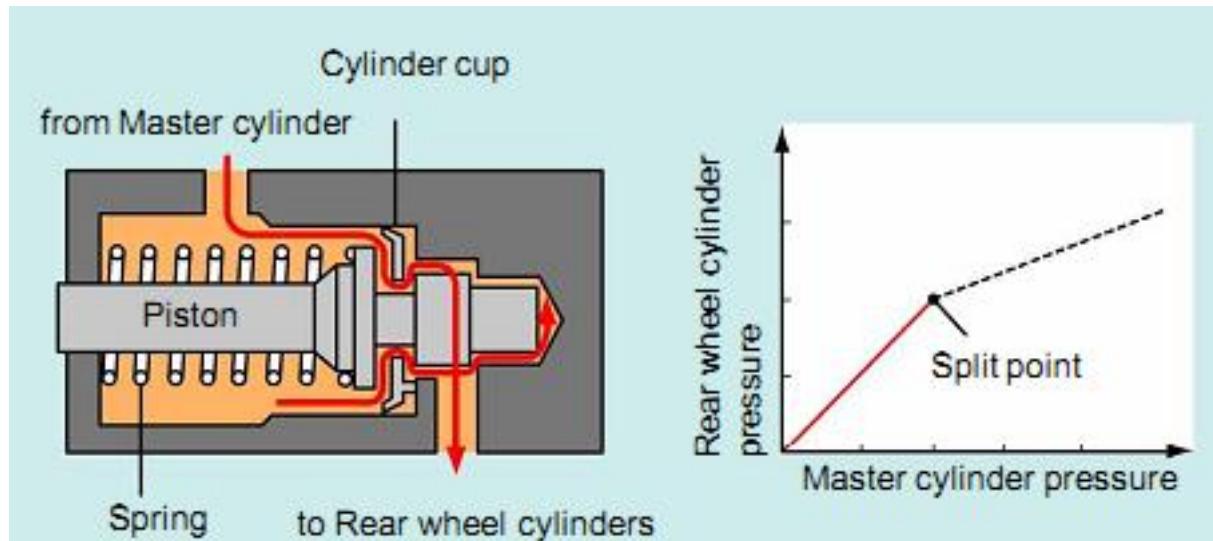
The axle load displacement that occurs during braking depends on the level of braking deceleration, the load, the load distribution on the vehicle and the height of its centre of gravity. If the brakes are applied when the vehicle is being driven in a straight line, the front wheels are under load and the rear wheels are relieved. If the brakes are applied when the vehicle is cornering, the wheels on the outside of the turn are subjected to an additional load. The brakes are usually designed in such a way as to provide optimum effect at average deceleration and average load. When braking sharply, however, the rear wheels may lock and the vehicle could skid. Brake pressure reducers reduce this danger and are used on vehicles without ABS.

6. Brake Pressure Reducer

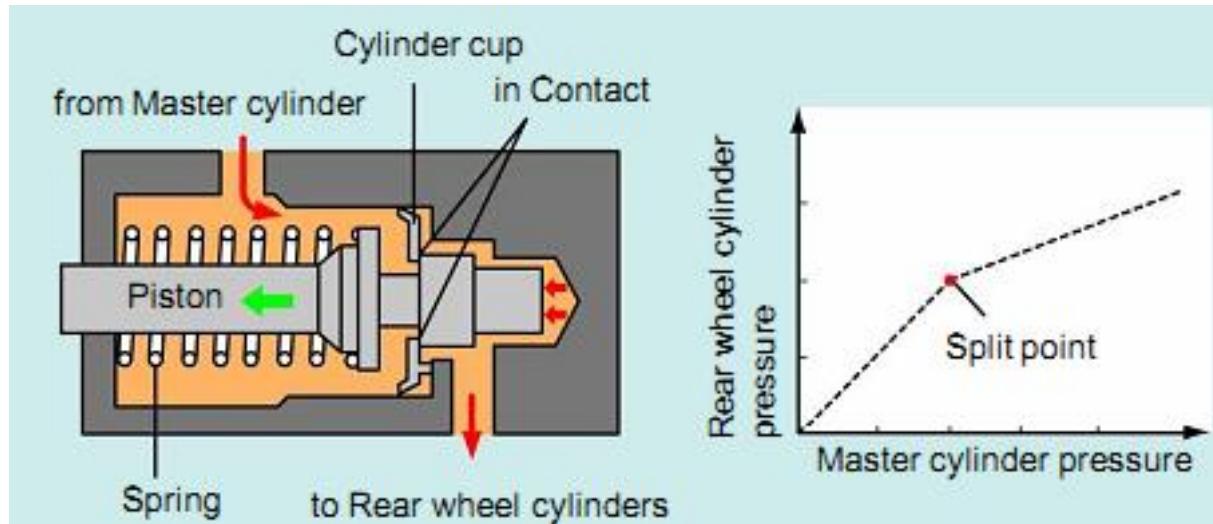


6. Brake Pressure Reducer

1. Operation up to the split point

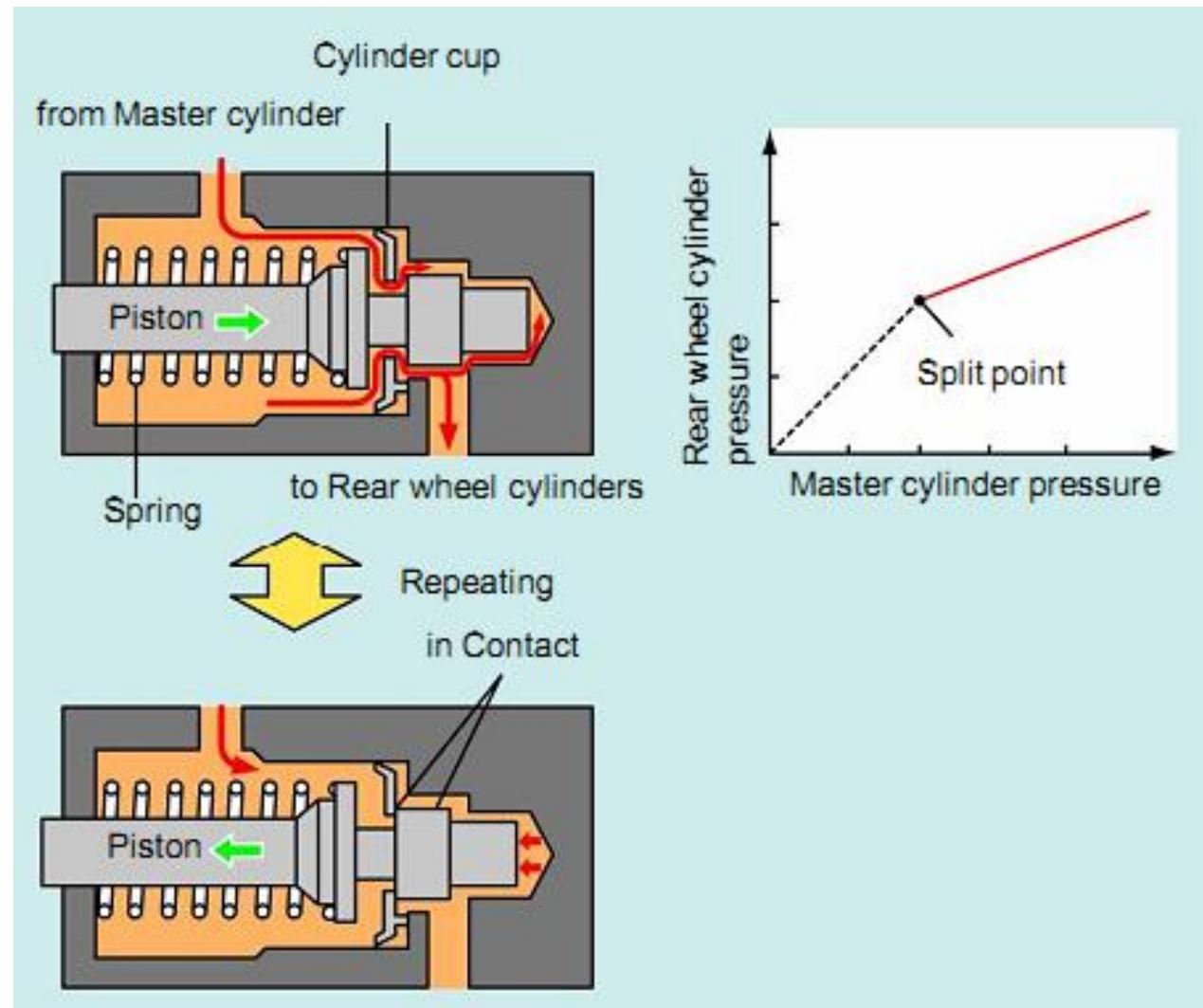


2. Operation of the split point

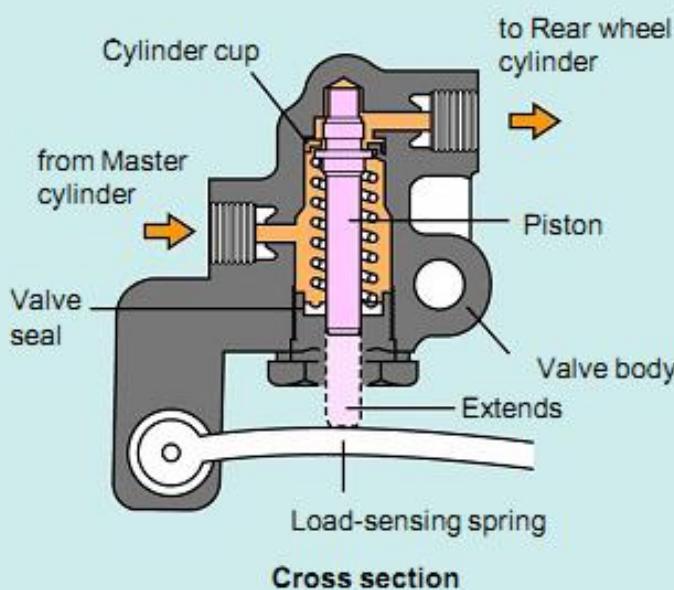
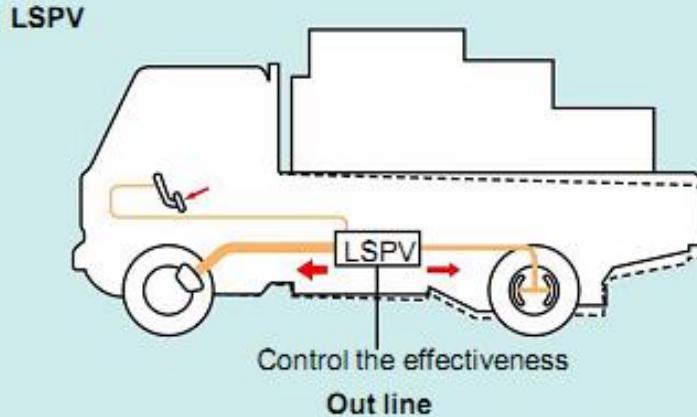


6. Brake Pressure Reducer

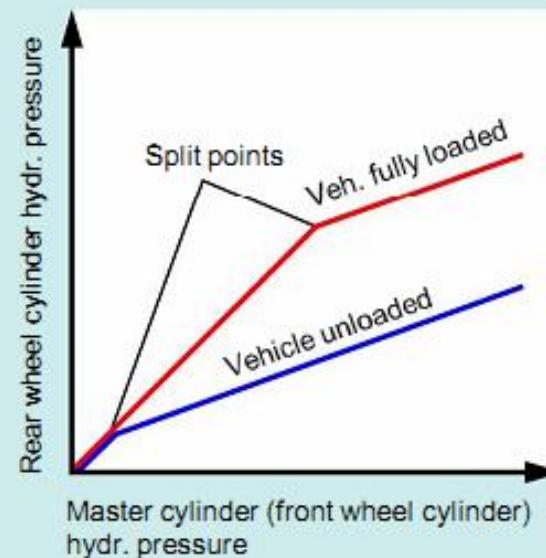
3. Operation after the split point

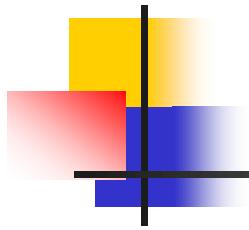


6. Brake Pressure Reducer



3. Load Sensing Proportioning Valve (LSPV)



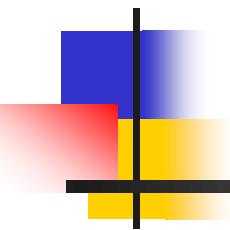


END OF CHAPTER 6



Chapter 7

Steering System Design



Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT
- 2020 -

Contents

- 1. Working Conditions**
- 2. Requirements**
- 3. Design plan**
- 4. Layout Design**
- 5. Technical design**
- 6. Power Steering**
- 7. Wheel-Alignment Angles**

1a. Functions

- + Provide precise control of the wheel direction.
- + Maintain correct steering effort.
- + Transmit road feel to the driver's hands.
- + Absorb most of the road shock going to the steering wheel.
- + Allow for suspension action.

1b. Working Conditions

- + Steering system controls the direction of movement of the car: straight + turn around.
- + Load on the steering system is the rotation resistance moment, M_{cqv} . (When moving straight, there is no load to the steering system).
- + M_{cqv} reaches the max value when it comes to tight turns (r_{qv} min.) and when turning in place ($v_a = 0$).

2. Requirements

a. Technical requirements:

- The minimum permissible turning radius of the road must be achieved. The most optimal is $r_{qvmin} = 0$ (turning in place).
- All the wheels shall roll truly without any lateral slip.
- Keep the vehicle stably on course.

b. Specific requirements :

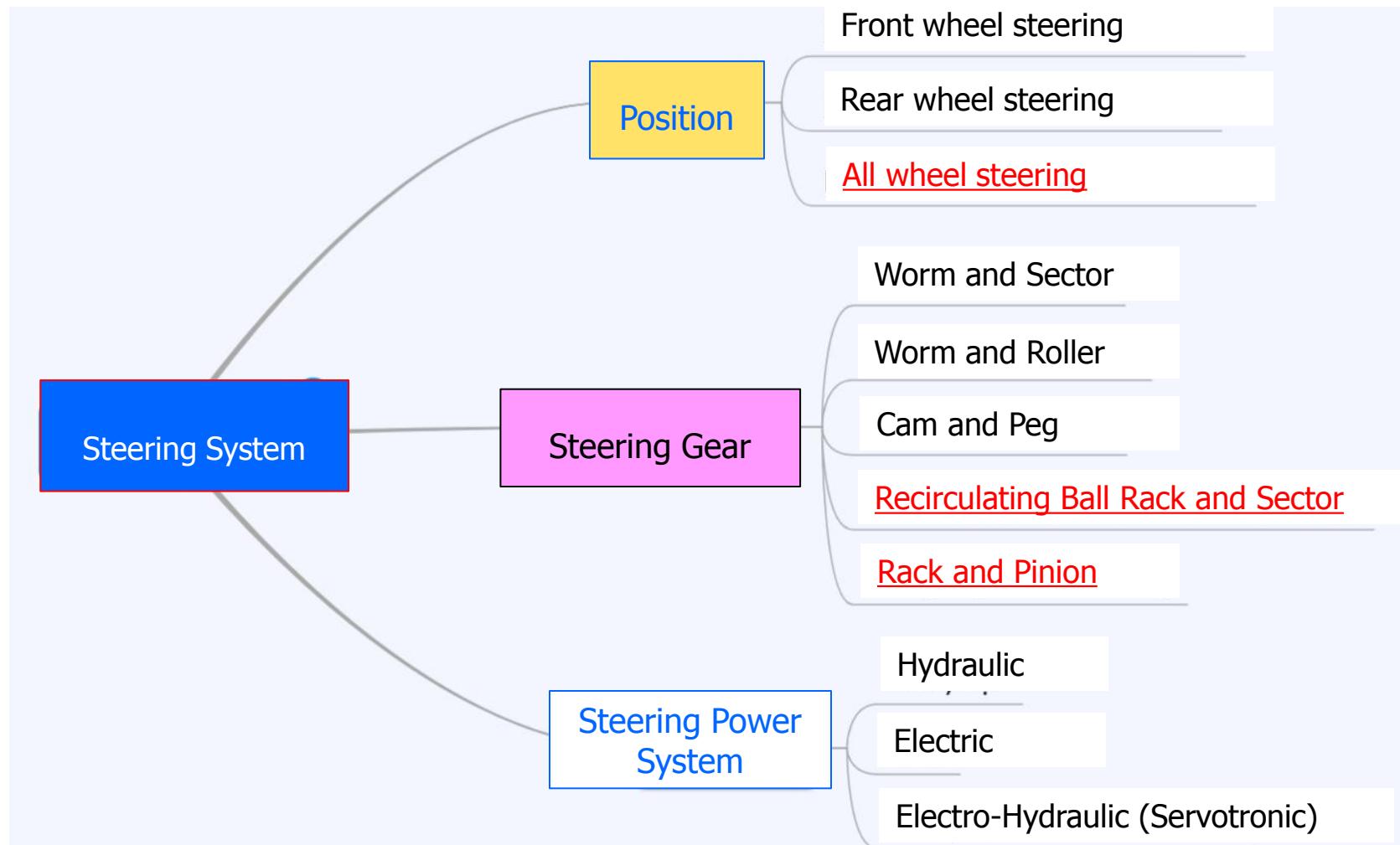
The current steering system must still be controlled by drivers → Steering system must be suitable for human ability:

- $[P_{vl}] = 150N - 200N$, $[r_{vl}] = 190mm - 275mm$, $[\alpha_{vl}] = 2.5 - 6.5$ turns
- Control accuracy: Characterized by the reliability of details in steering system.

c. General requirements :

- Simple structure, small size, light weight;
- Simple manufacturing technology, easy to maintain, ...

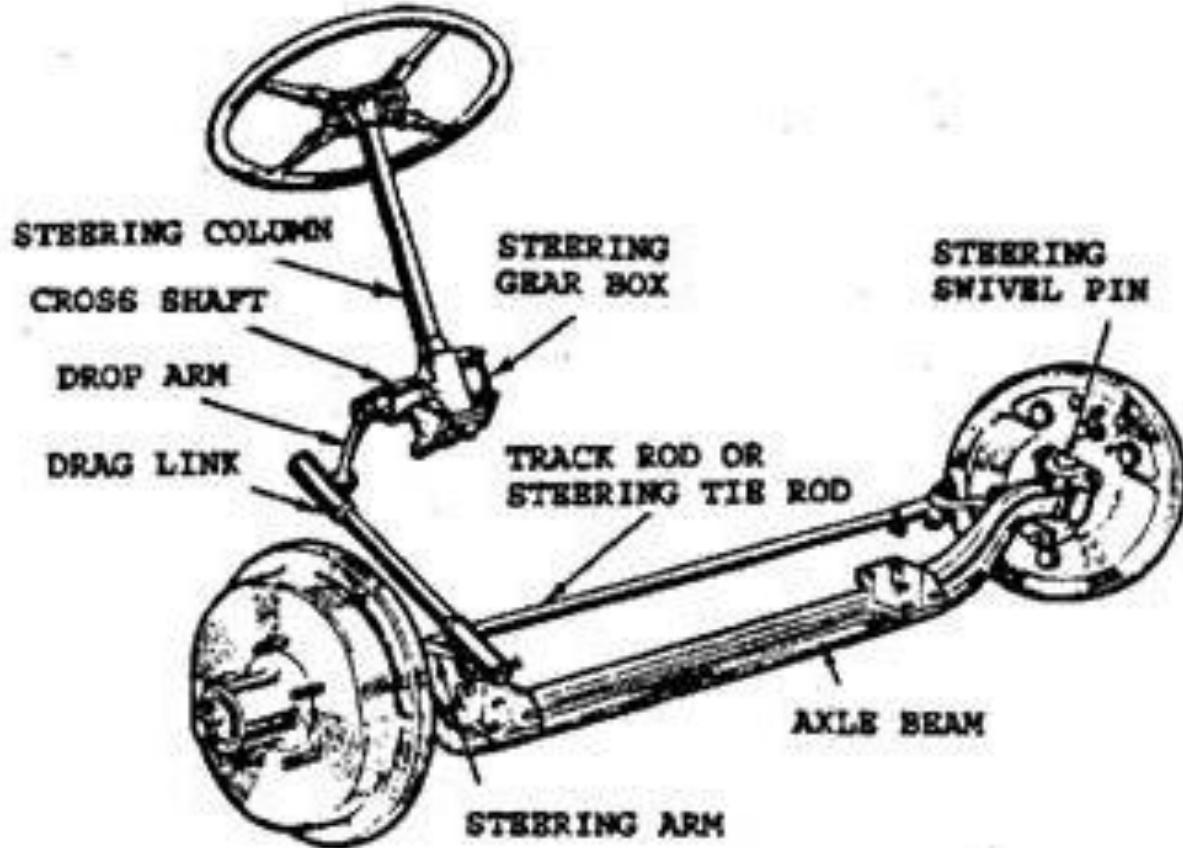
3. Design Plan



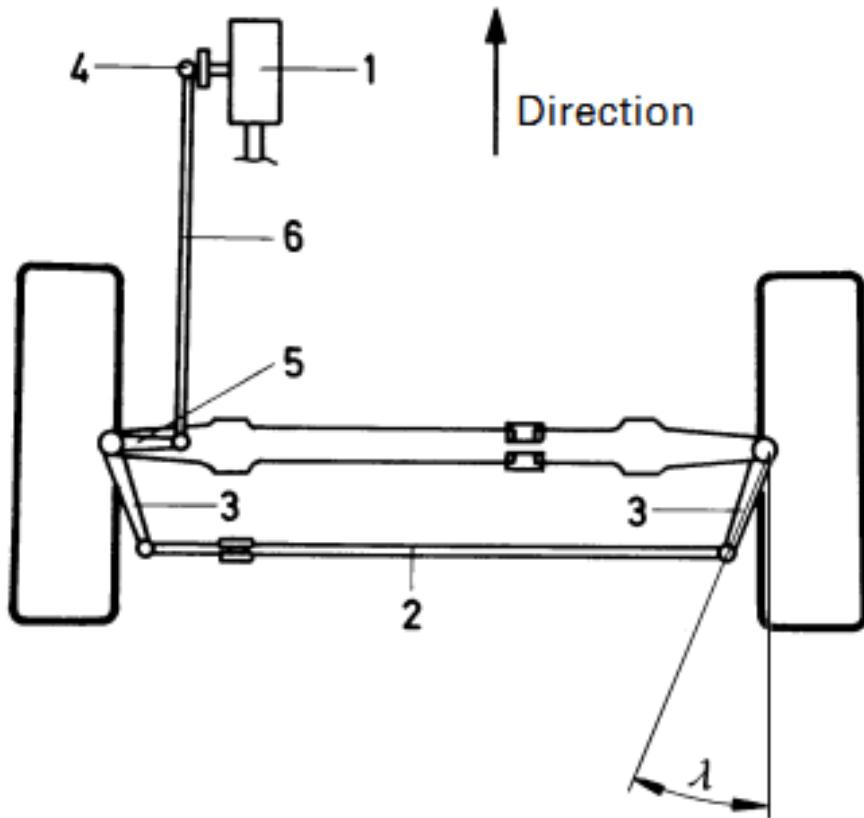
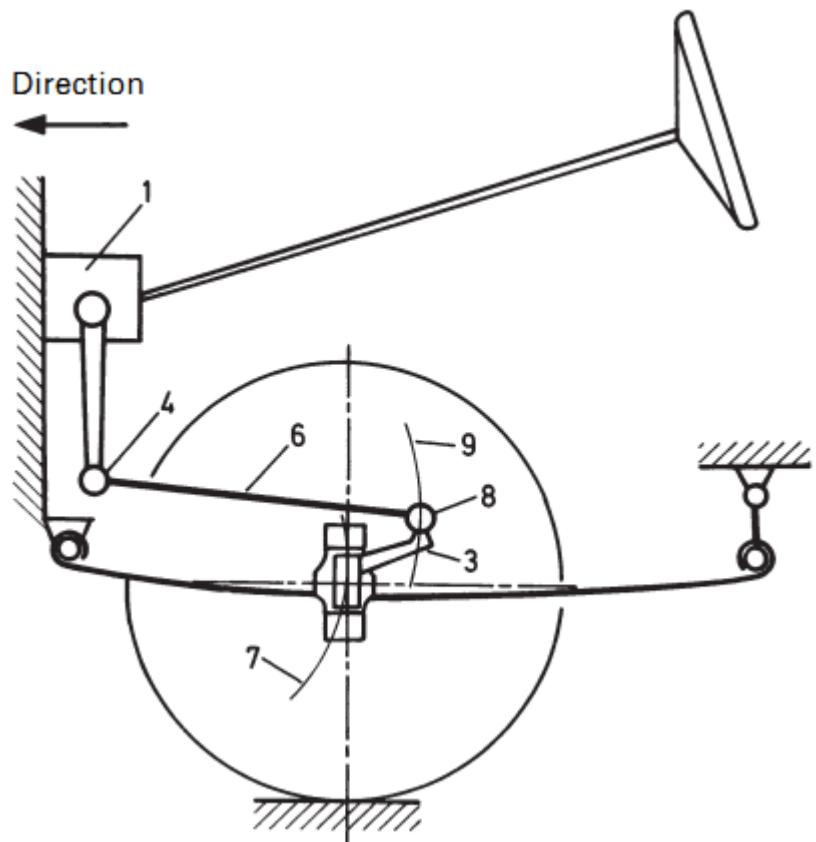
3. Design Plan

1. Selection of Basic Equipments:

- **Steering mechanism:** Drive from the steering wheel to a front wheel.
- **Steering linkage:** Drive from one wheel to another.



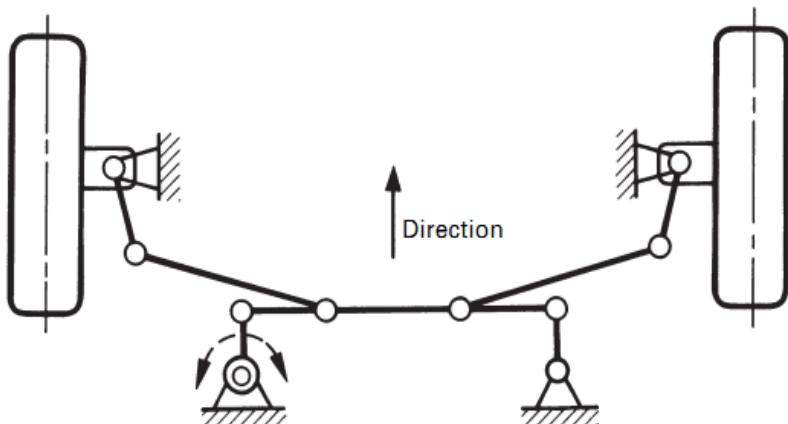
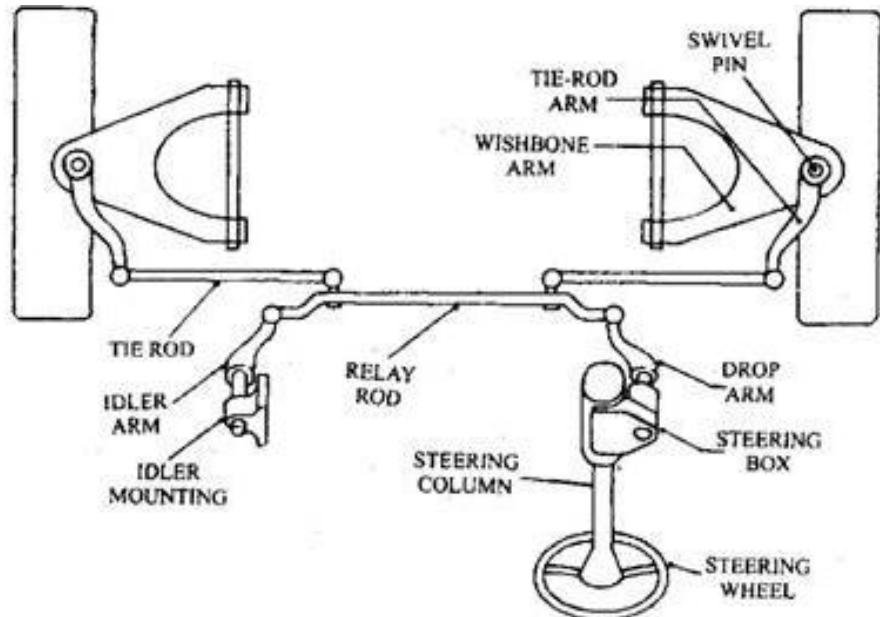
3. Design Plan



Ackerman system of steering

3. Design Plan

Steering system for
independent
suspension system

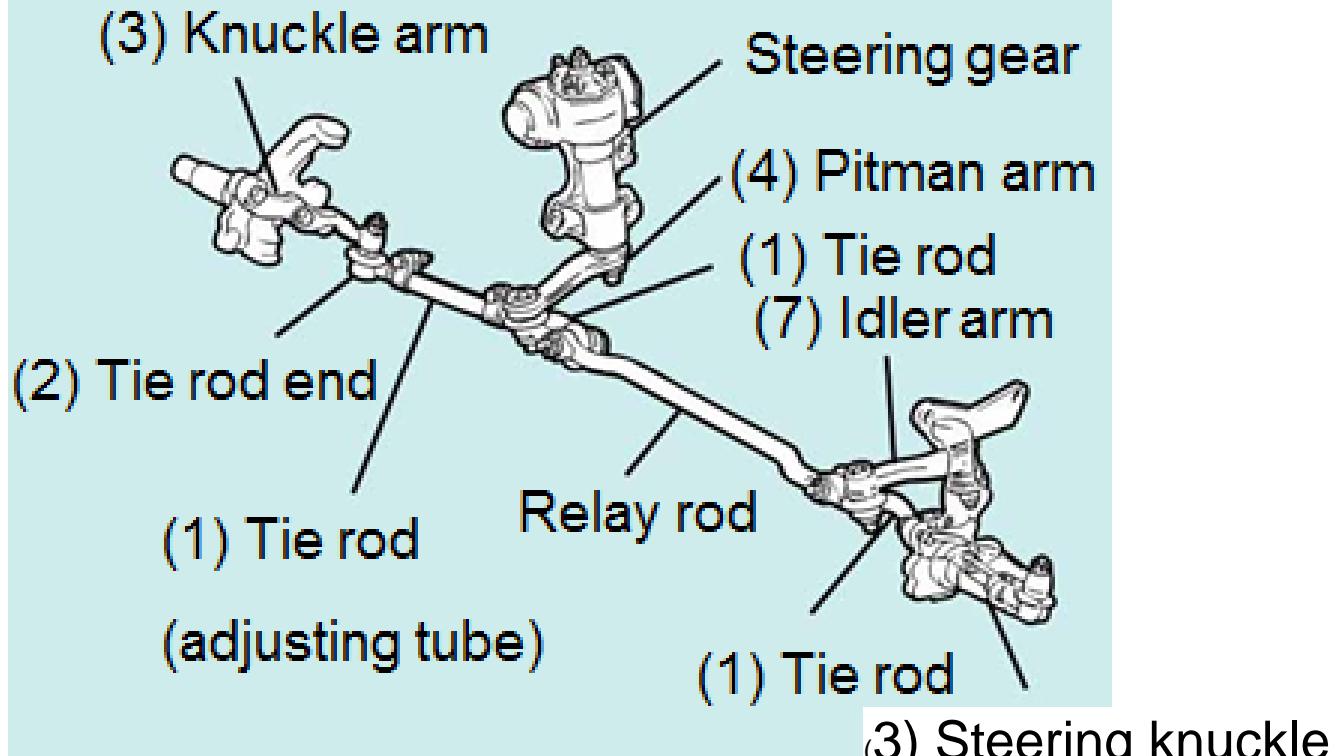


Recirculating-ball steering system

'Opposed' 4-bar linkage located behind the wheel centre.

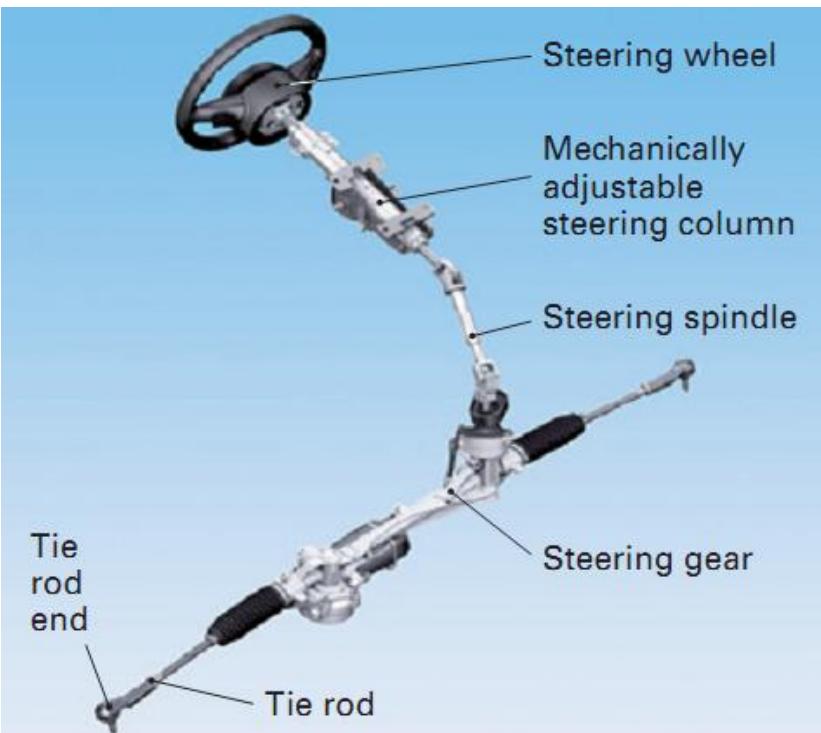
3. Design Plan

Recirculating-ball type

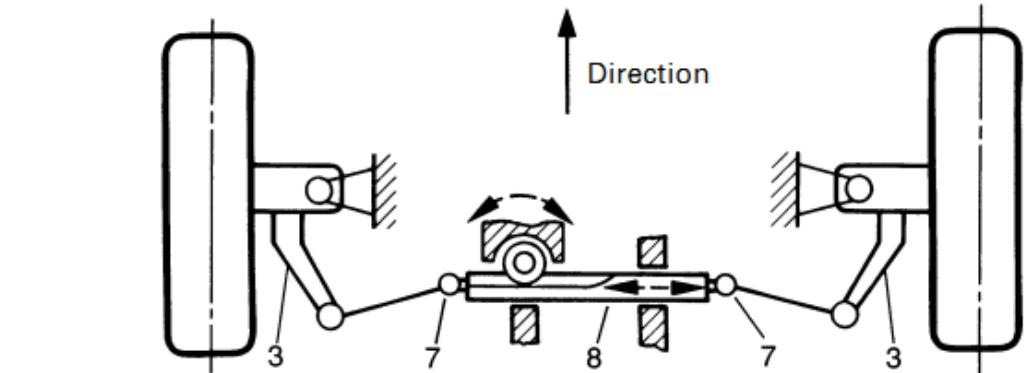


(Independent type)

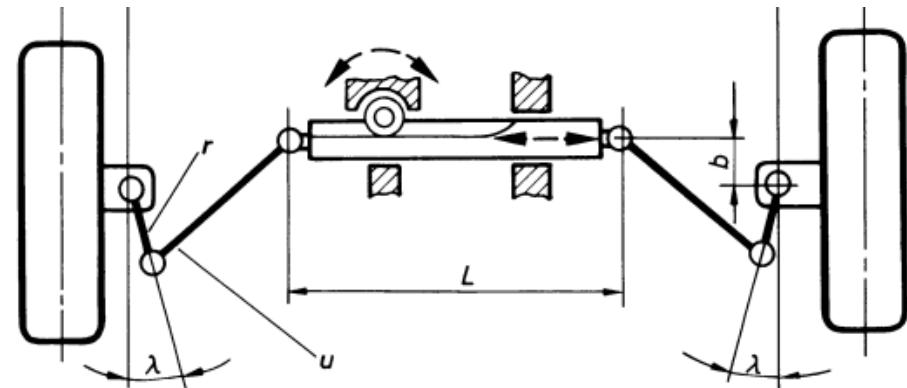
3. Design Plan



Rack-and-pinion steering system



The rack-and-pinion steering **is** behind and above the wheel centre

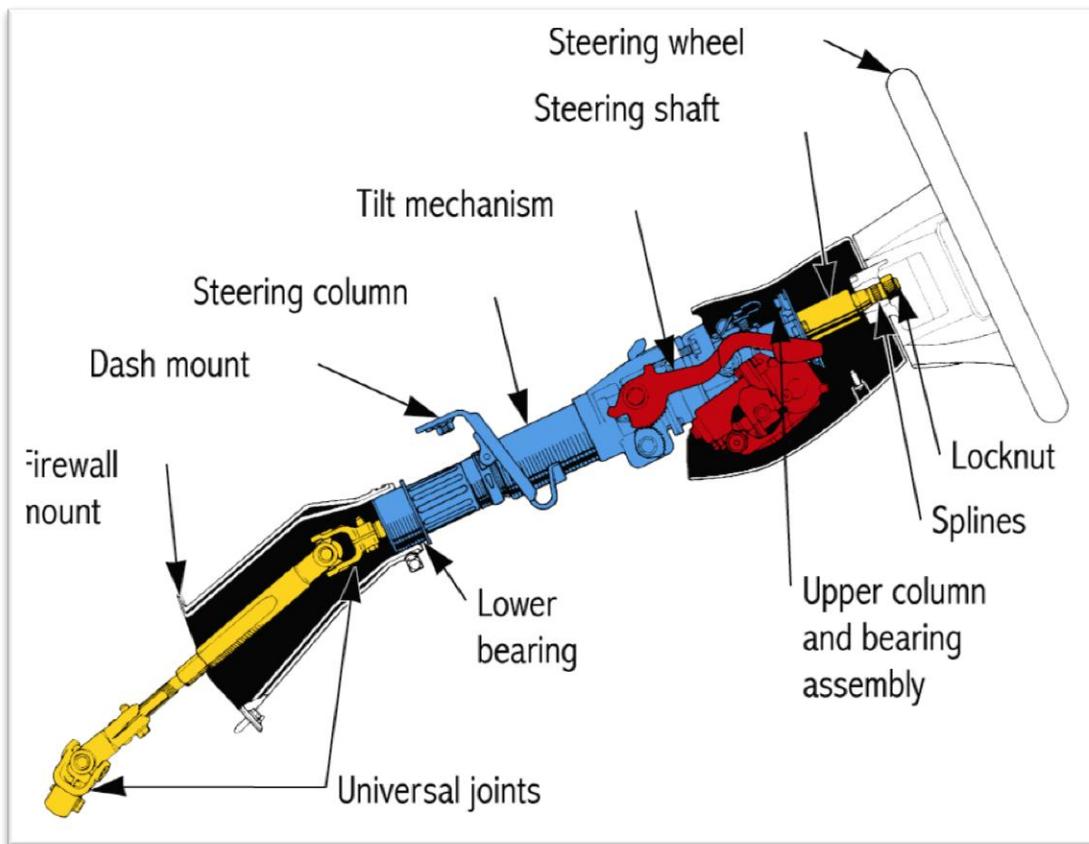


The steering **is** in front of the wheel centre

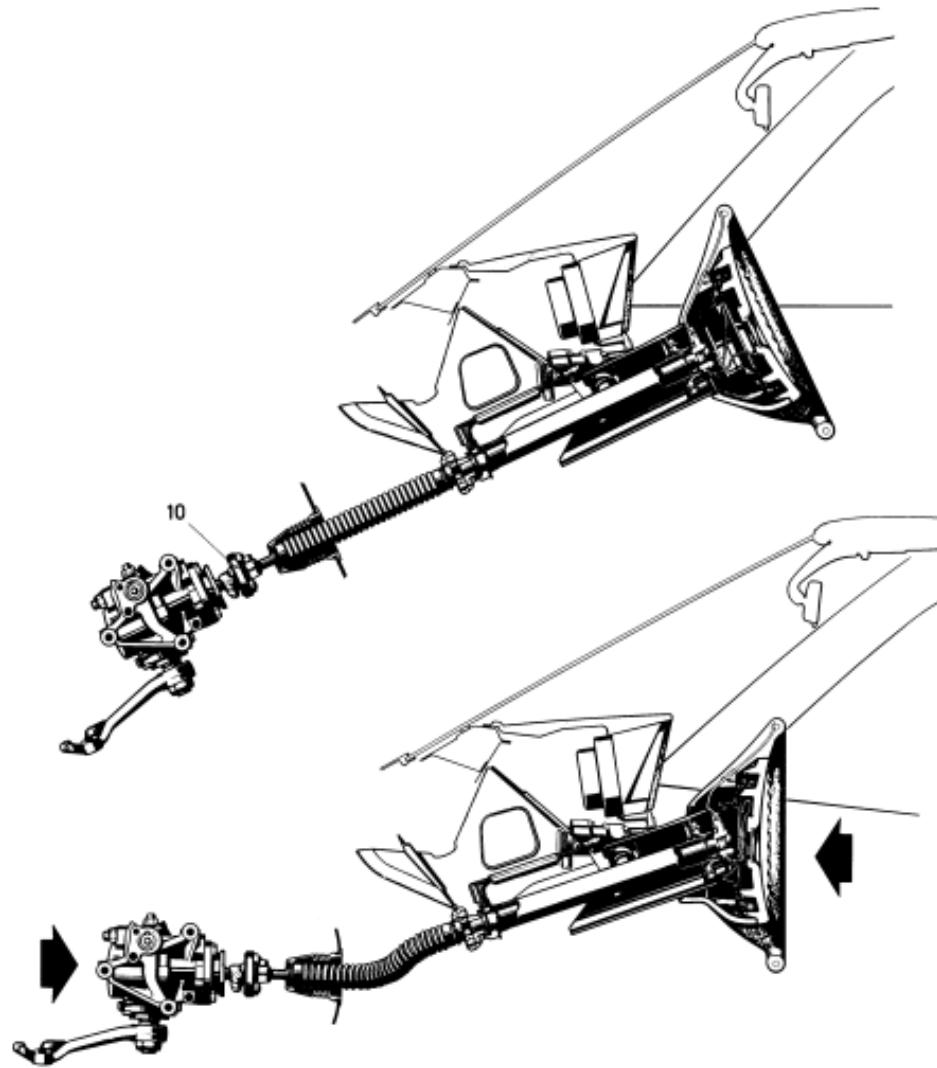
3. Design Plan

- Steering mechanism includes:
 - ✓ Transmission assembly: Steering wheel, steering linkage
 - ✓ Steering gearbox: Have a large gear ratio, change the transmission
 - ✓ Two types:
 - o Box-type: Worm and Sector
Worm and Roller
Cam and Peg
Re-circulating Ball Rack and Sector
 - o Rack-and-pinion

3. Design Plan

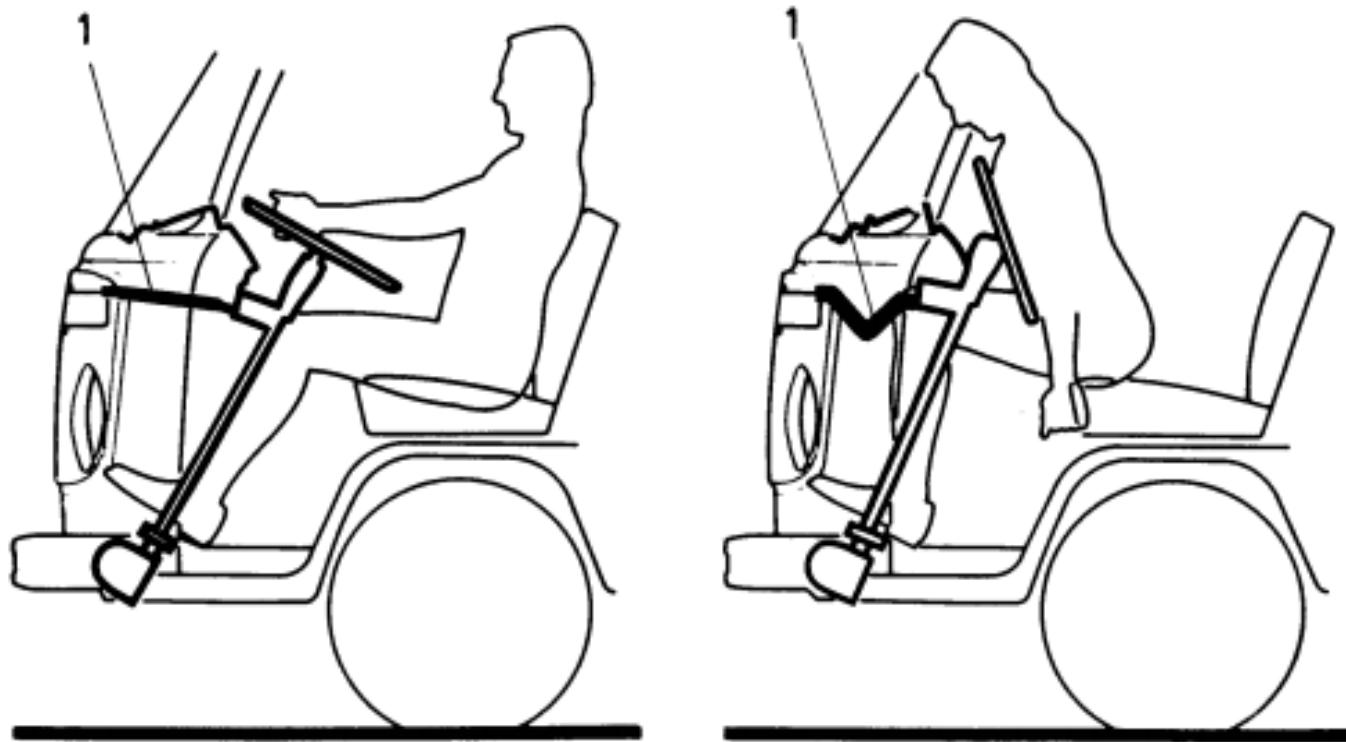


Steering Shaft and Steering Wheel



Mercedes Benz safety steering tube and dished steering wheel; it is fixed to the recirculating ball steering gear with a compliant 'joint'. The bottom illustration shows the corrugated tube bending out in a head-on crash. The illustration also shows the energy-absorbing deformation of the steering wheel and the flexibility of the steering gear mounting.

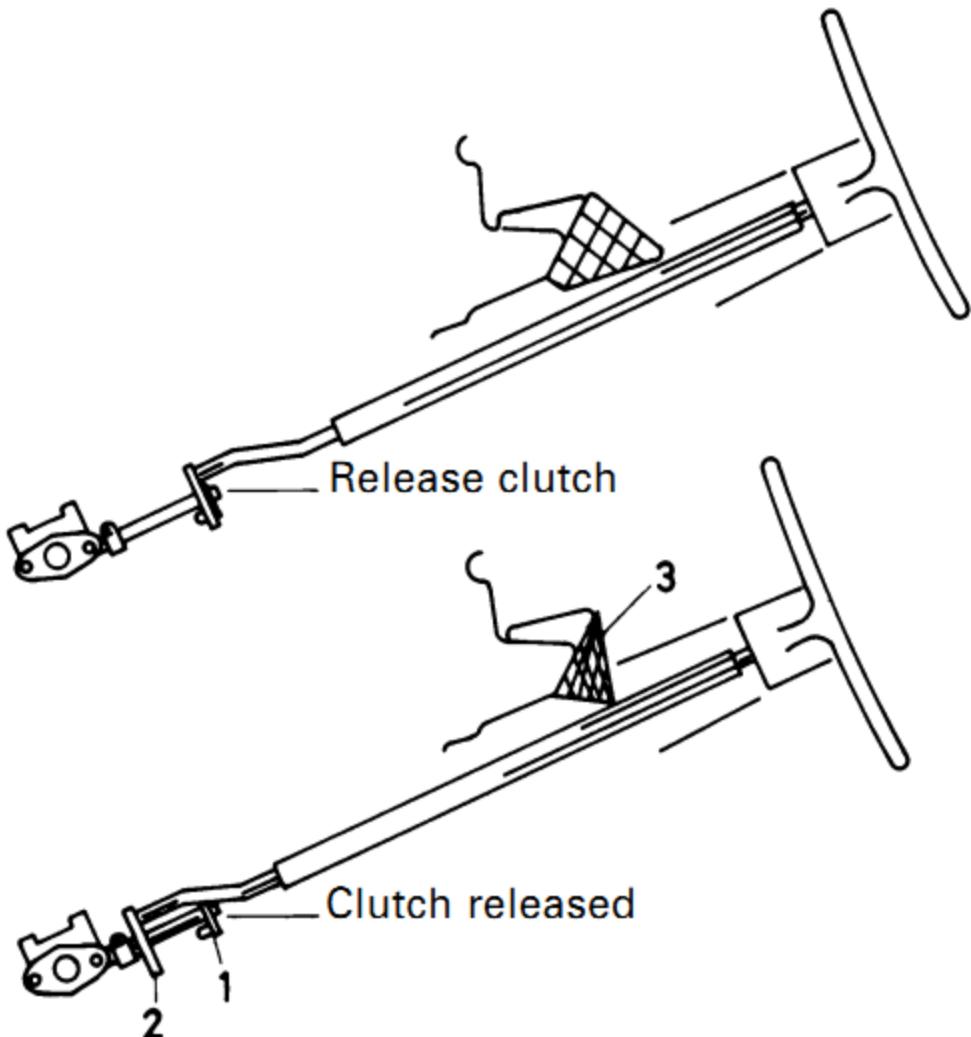
3. Design Plan



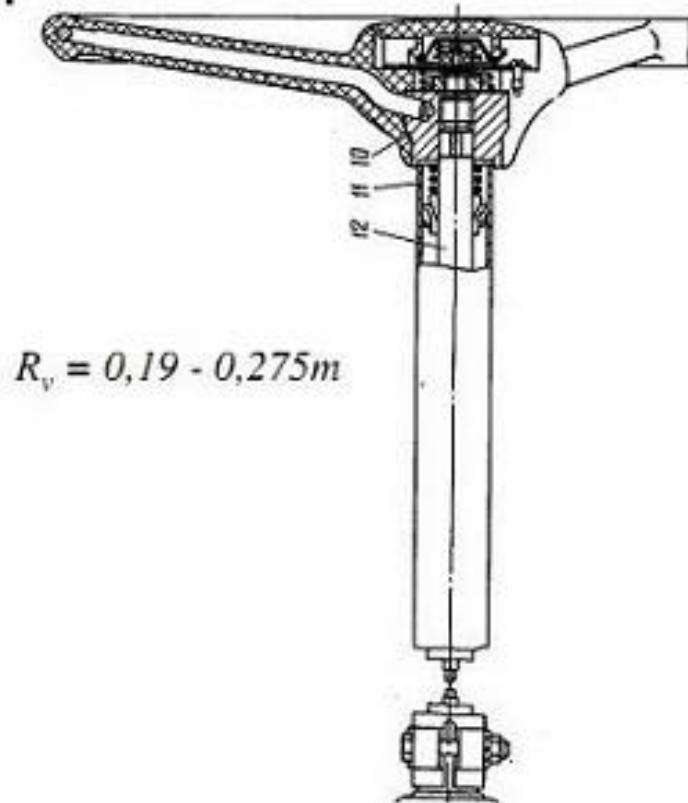
The VW Bus Type II has an almost vertical steering column. In a head-on crash, first the steering wheel rim gives and then the retaining strut 1, which is designed so that a given force is needed to make it bend inwards.

3. Design Plan

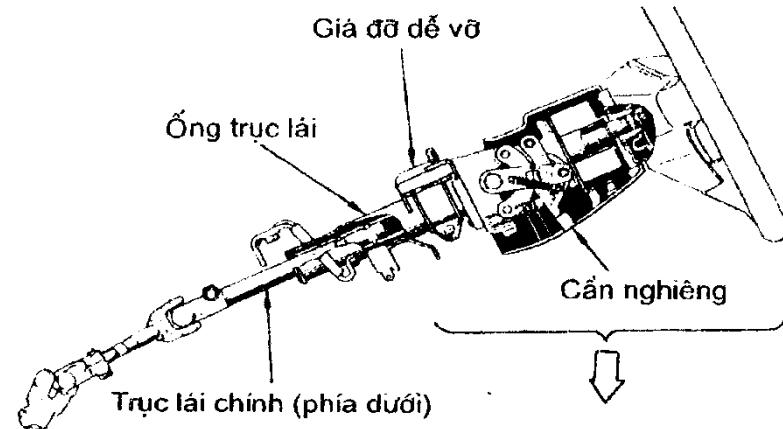
'Release clutch'
 used by VW on steering columns. A half-round plate sits on the short shaft that is linked to the steering pinion gear, and carries the two pins 1 which point downwards. They grip into the two holes of the clutch 2 sitting on the steering tube from the top. The jacket tube is connected to the dashboard via a deformable bracket. As shown in a head-on crash, this part 3 flexes and the pins 1 slide out of part 2.



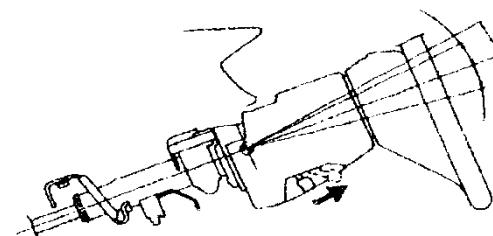
3. Design Plan



a



b



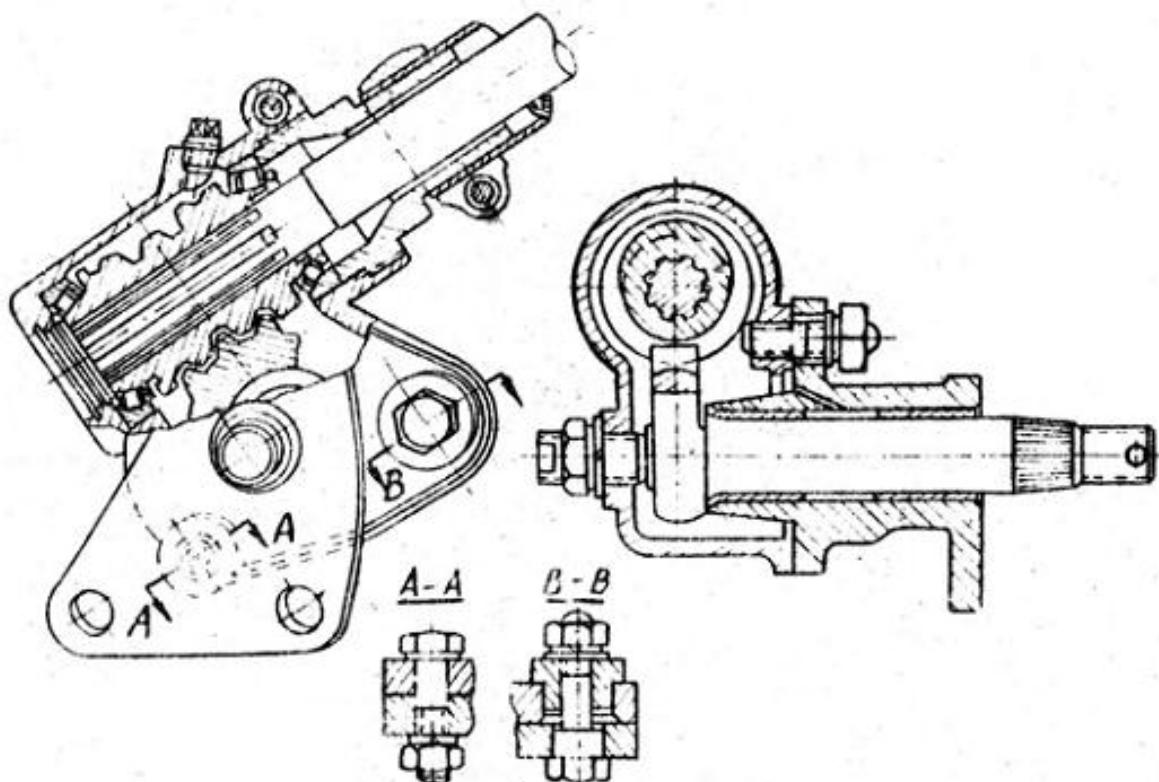
Steering Shaft

3. Design Plan

Worm and Sector

$$i_{\omega} = \frac{2\pi R_0}{t}$$

R_0 : Pitch circle radius of worm wheel
 t : Axial pitch of worm



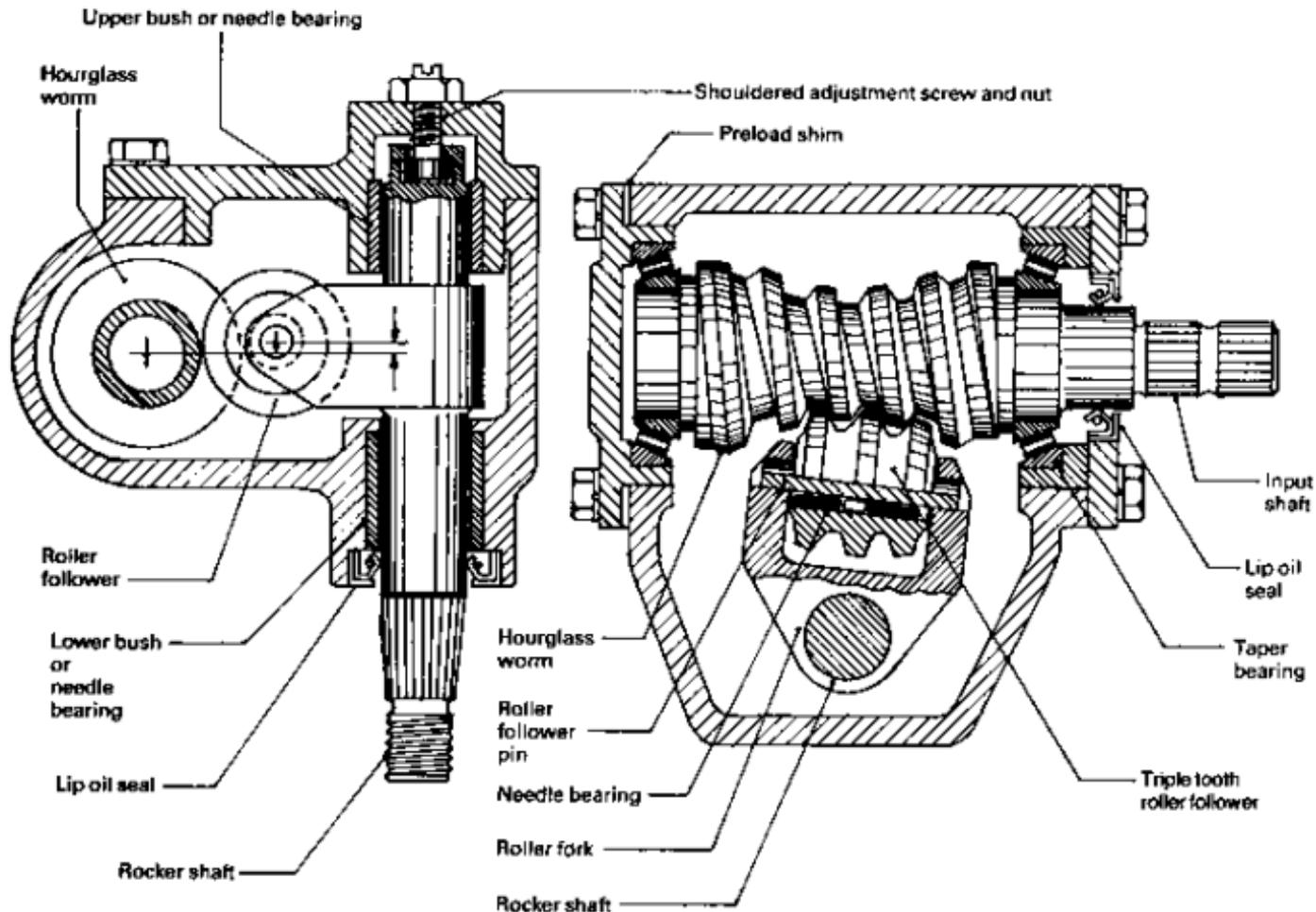
Defects:

- + Low performance,
- + Weight and size are relatively large,
- + Difficulty adjustment.

3. Design Plan

Worm and Roller

$$i_{\omega} = \frac{2\pi r_2}{tz_1}$$

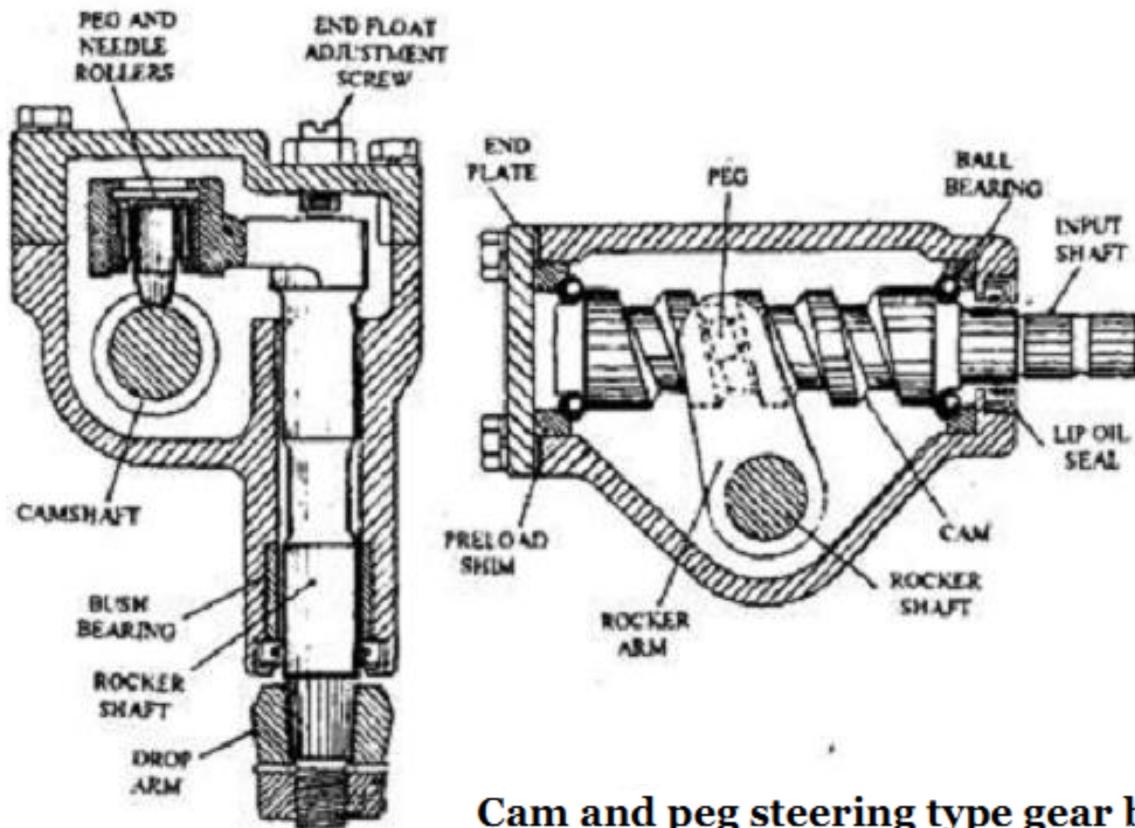


r_2 : Pitch circle radius of the worm
 t : Pitch of worm
 z_1 : Number of start thread

Worm and roller type steering gear box.

3. Design Plan

Cam and Peg



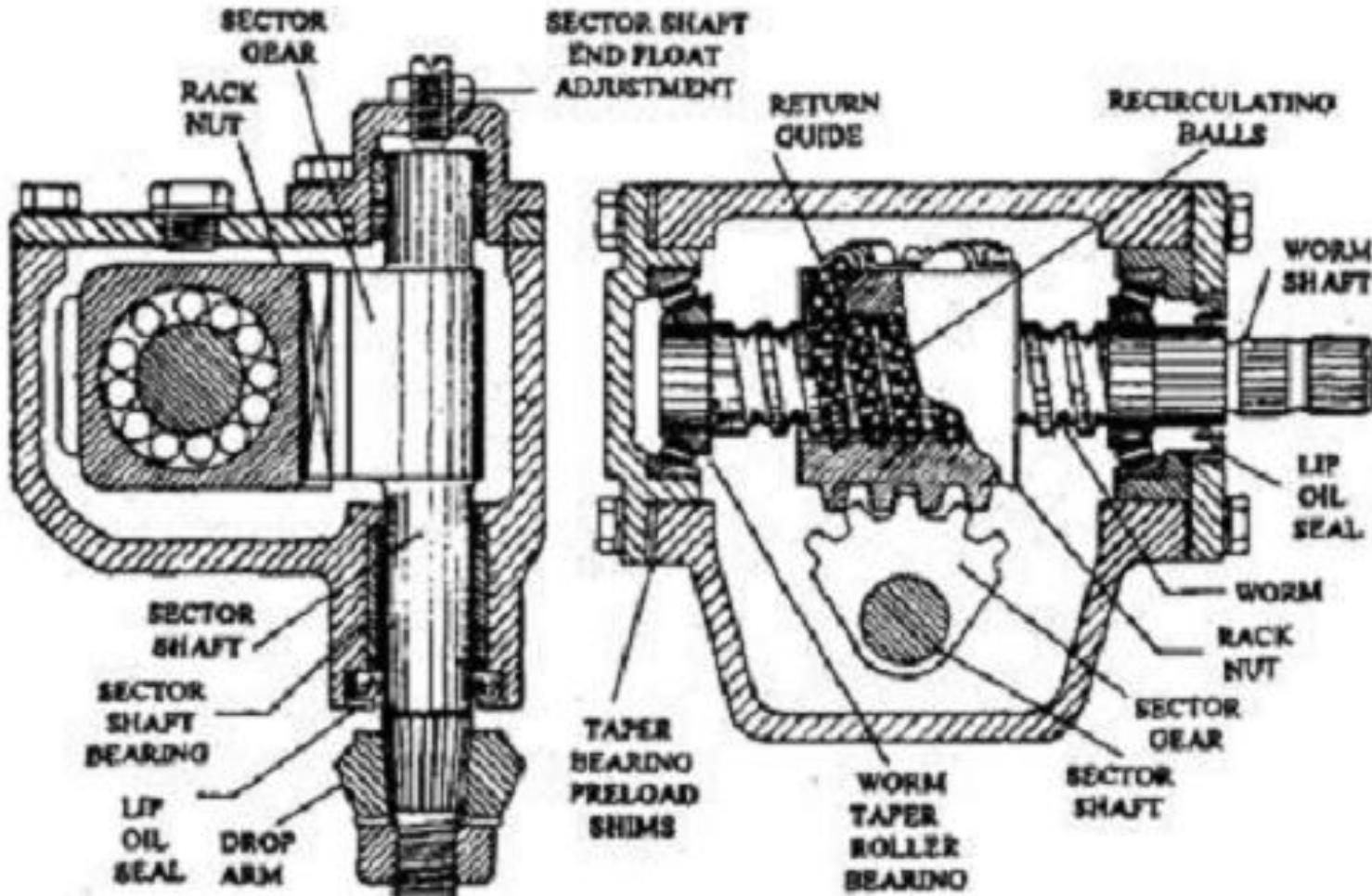
Cam and peg steering type gear box.

$$i_{\omega} = \frac{2\pi r_2}{t} \cos \Omega$$

Ω : Angle rotation of rocker arm
 r_2 : Rocker armradius

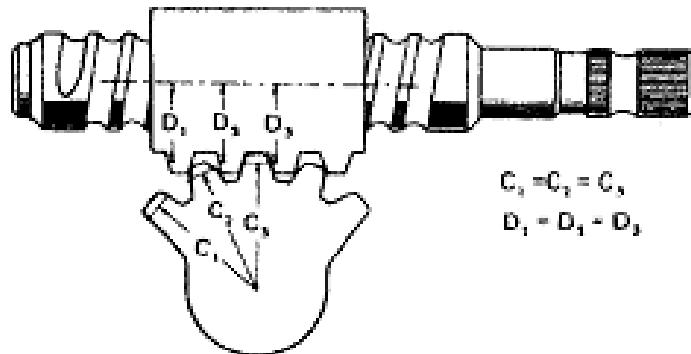
3. Design Plan

Re-circulating Ball Rack and Sector

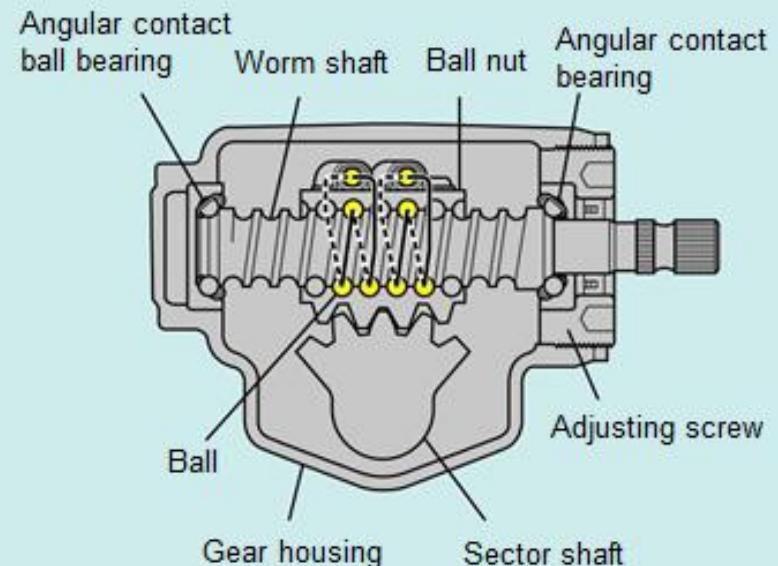


Re-circulating ball rack and sector steering gearbox.

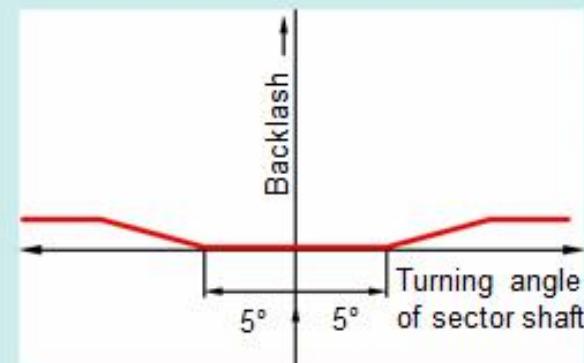
3. Design Plan



Fixed ratio

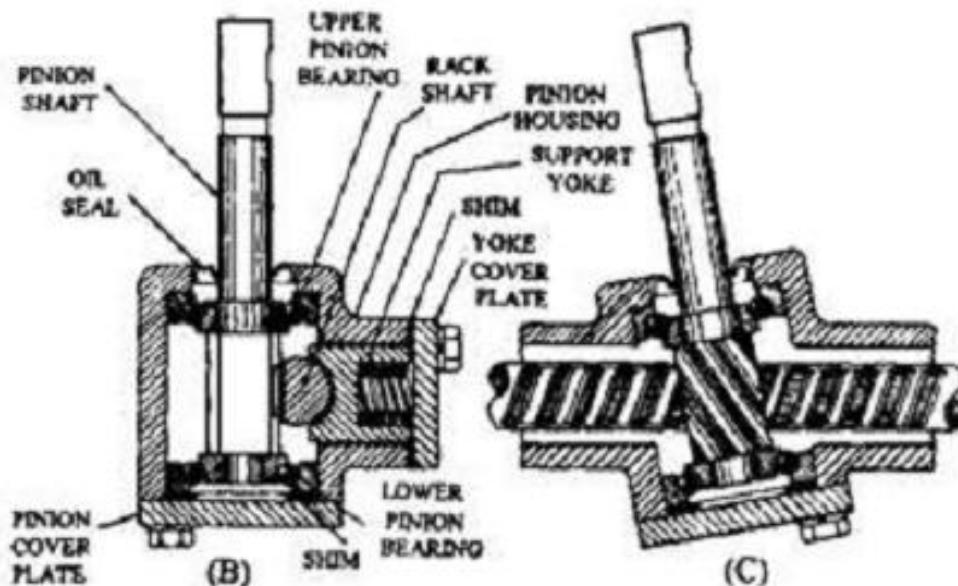


Re-circulating Ball Rack and Sector

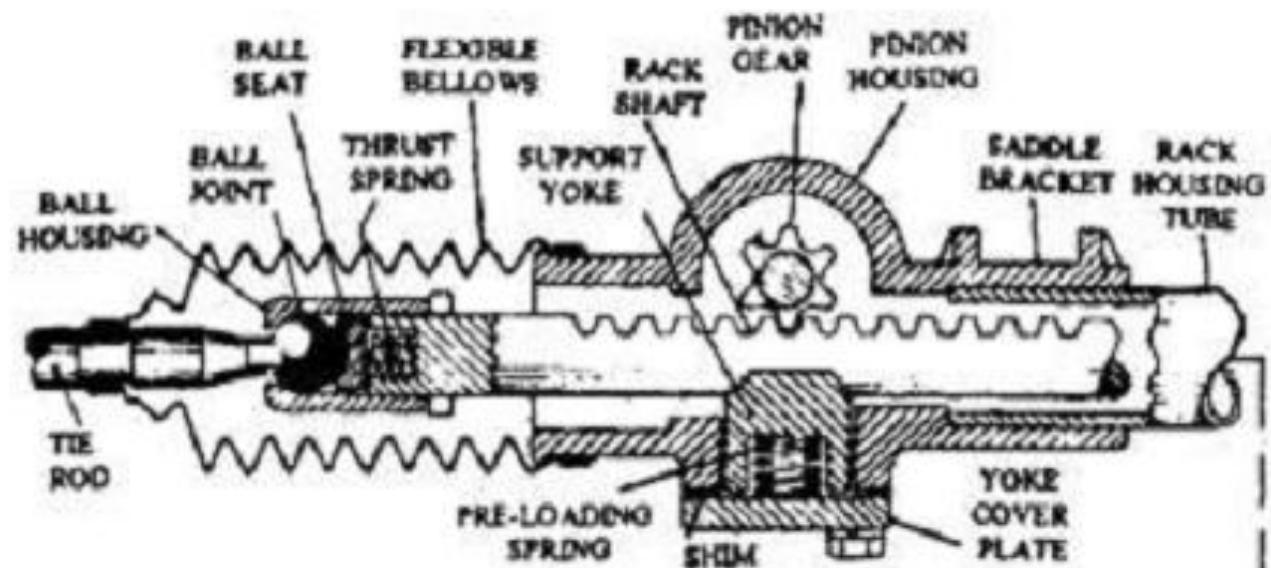


Variable ratio

3. Design Plan

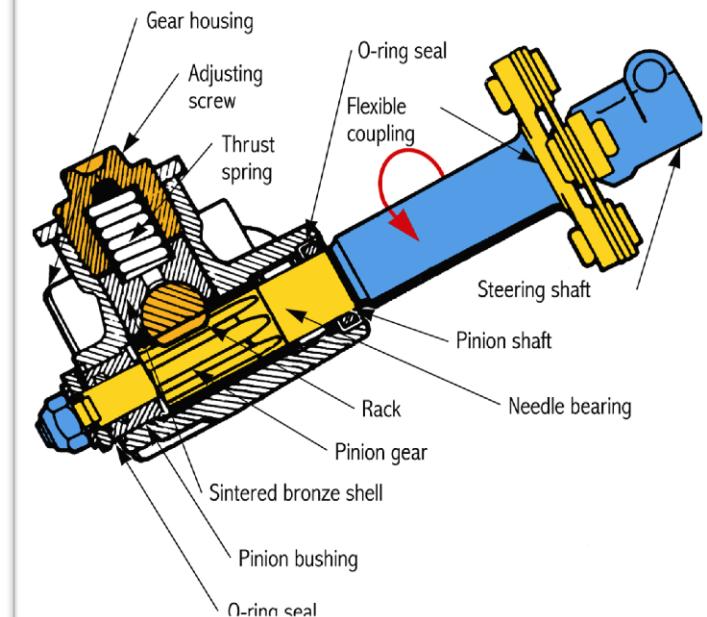


Rack and Pinion



3. Design Plan

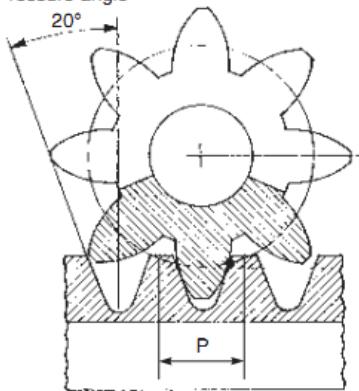
Rack and Pinion



3. Design Plan

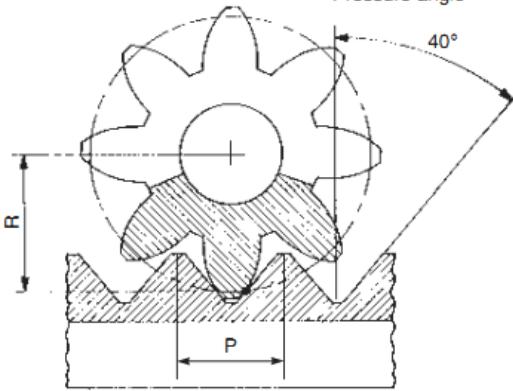
Rack and Pinion

Pressure angle



(a) Central rack teeth

Pressure angle

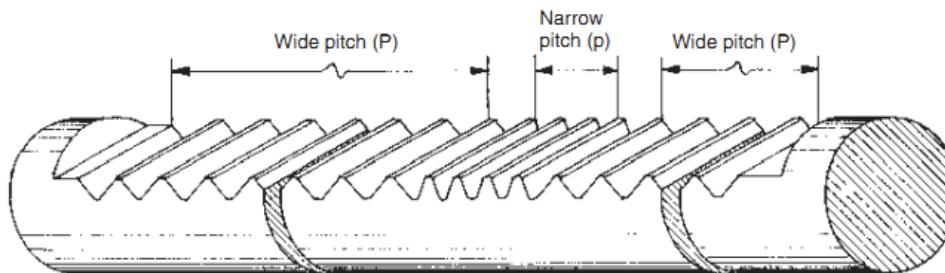


(b) Off-centre rack teeth

Wide pitch (P)

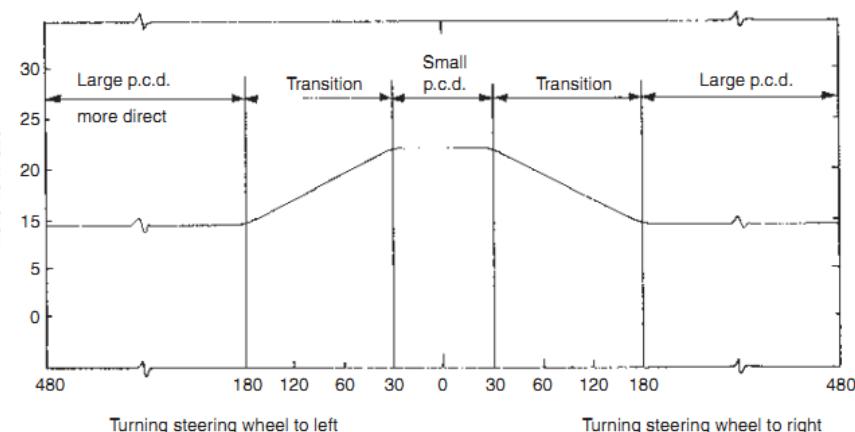
Narrow pitch (p)

Wide pitch (P)



(c) Variable-ratio tooth rack

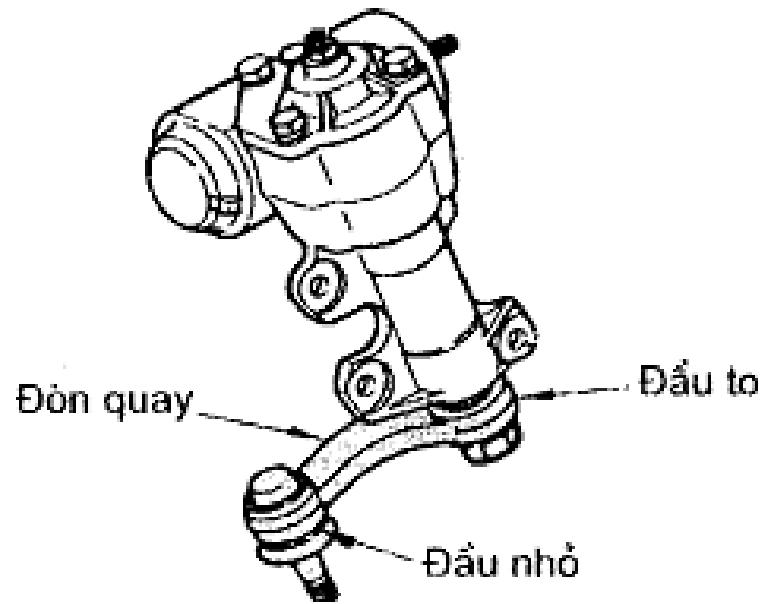
Movement ratio



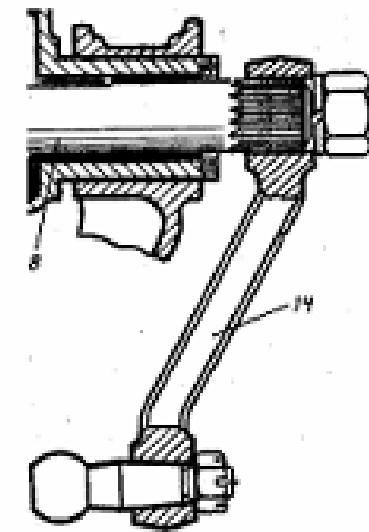
(d) Rack and pinion movement ratio from lock to lock of the steering wheel

Variable ratio rack and pinion steering suitable for power assisted steering

3. Design Plan



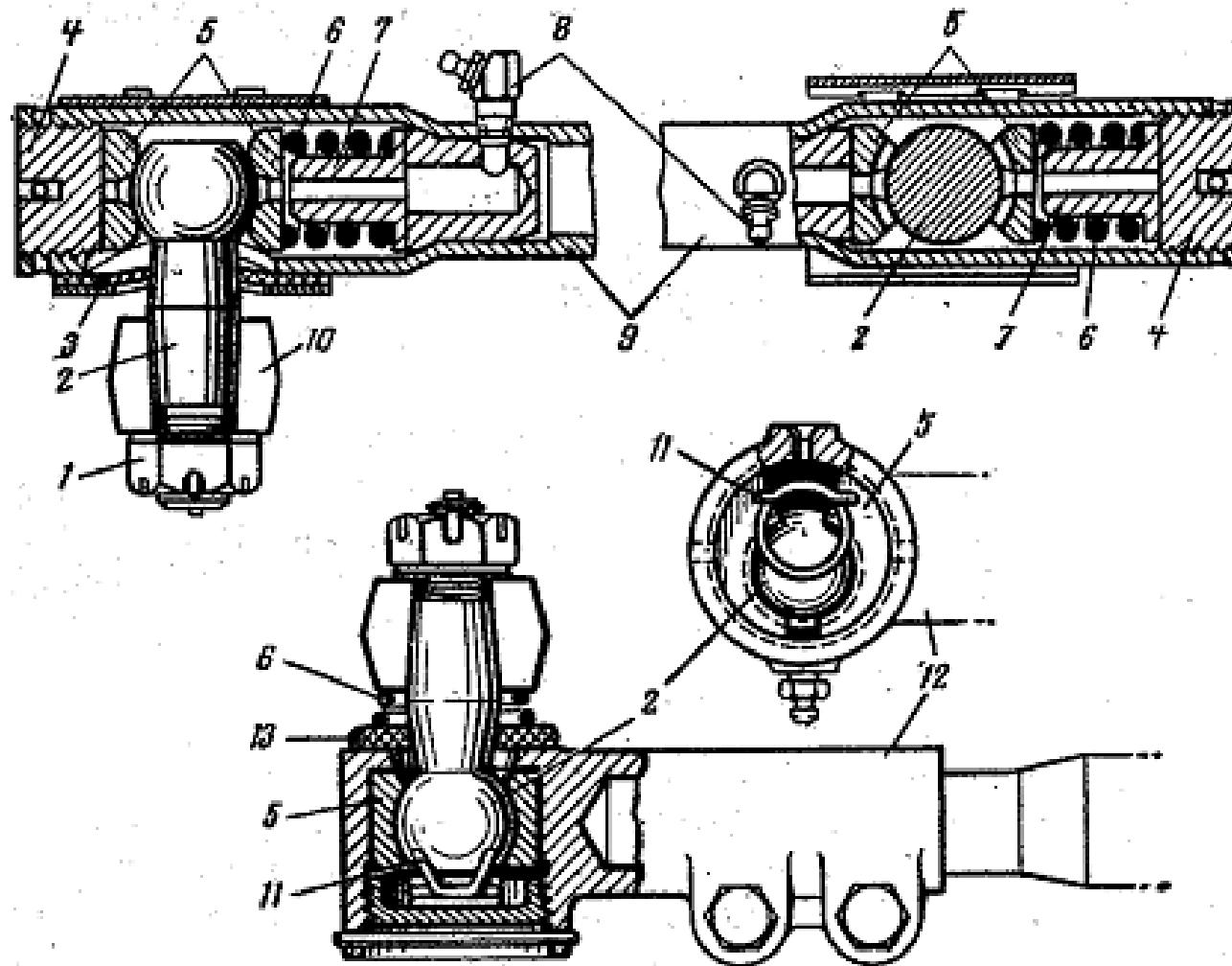
a



b

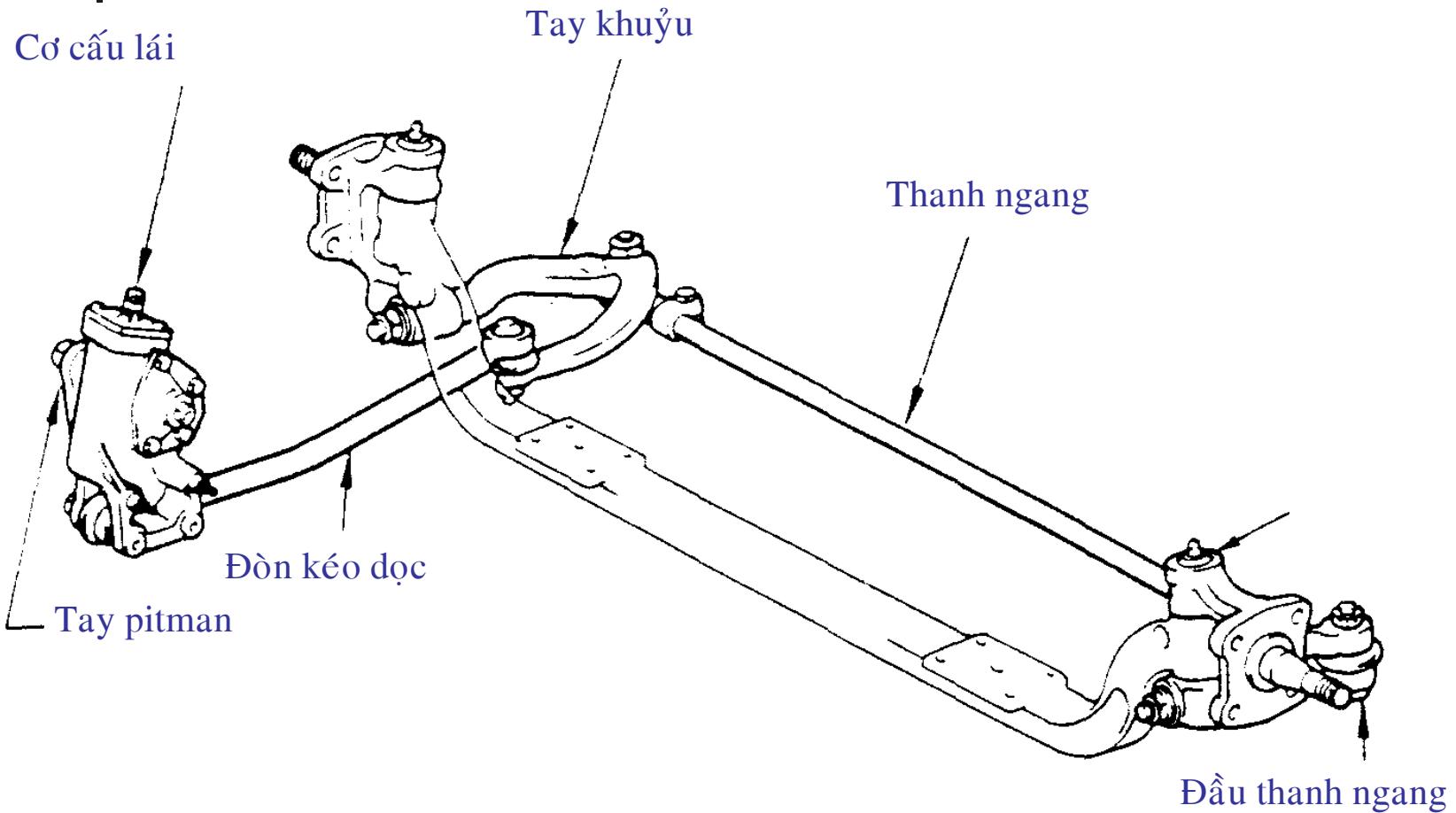
Drop arm

3. Design Plan



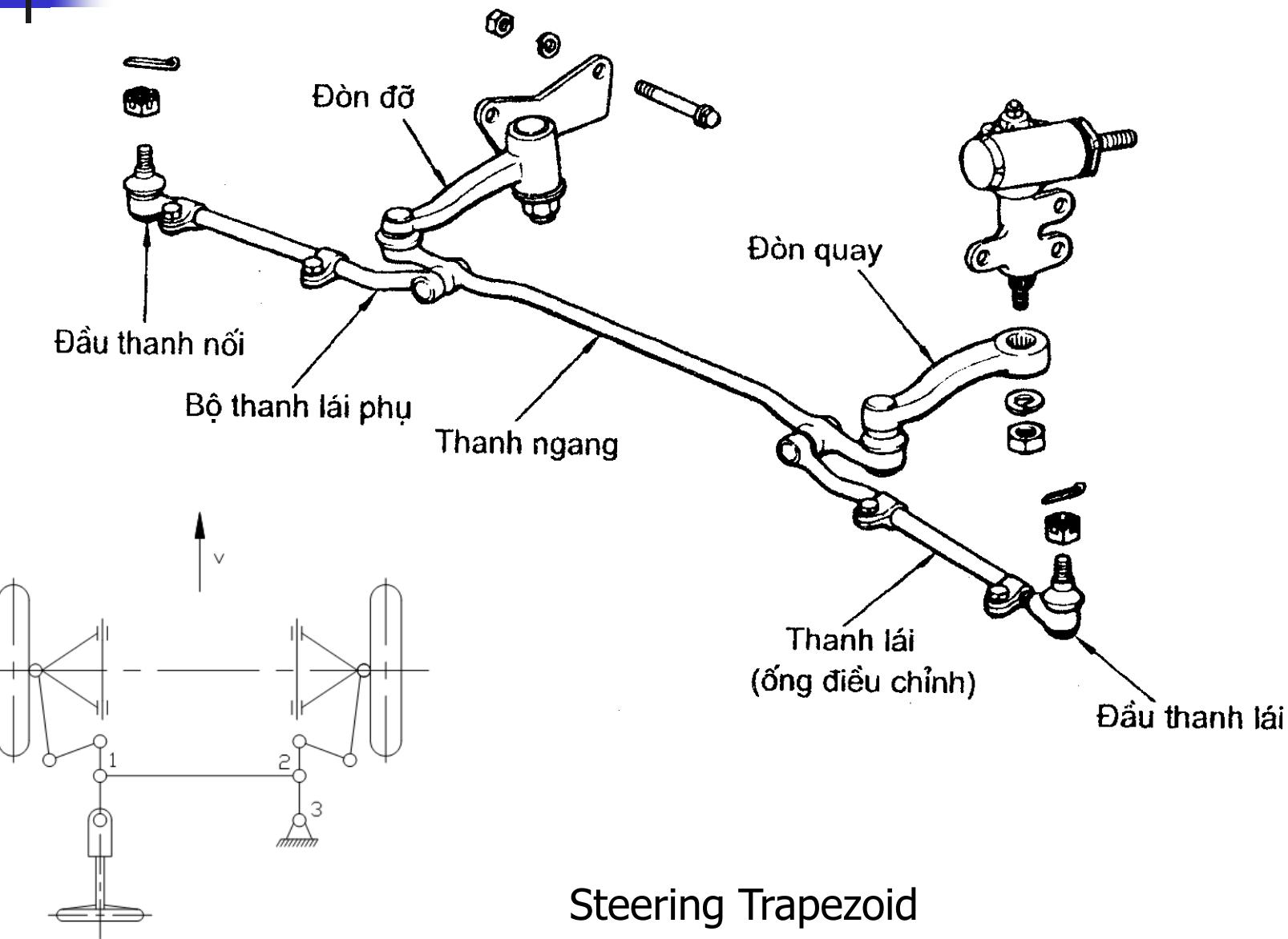
Steering Tie Rod

3. Design Plan

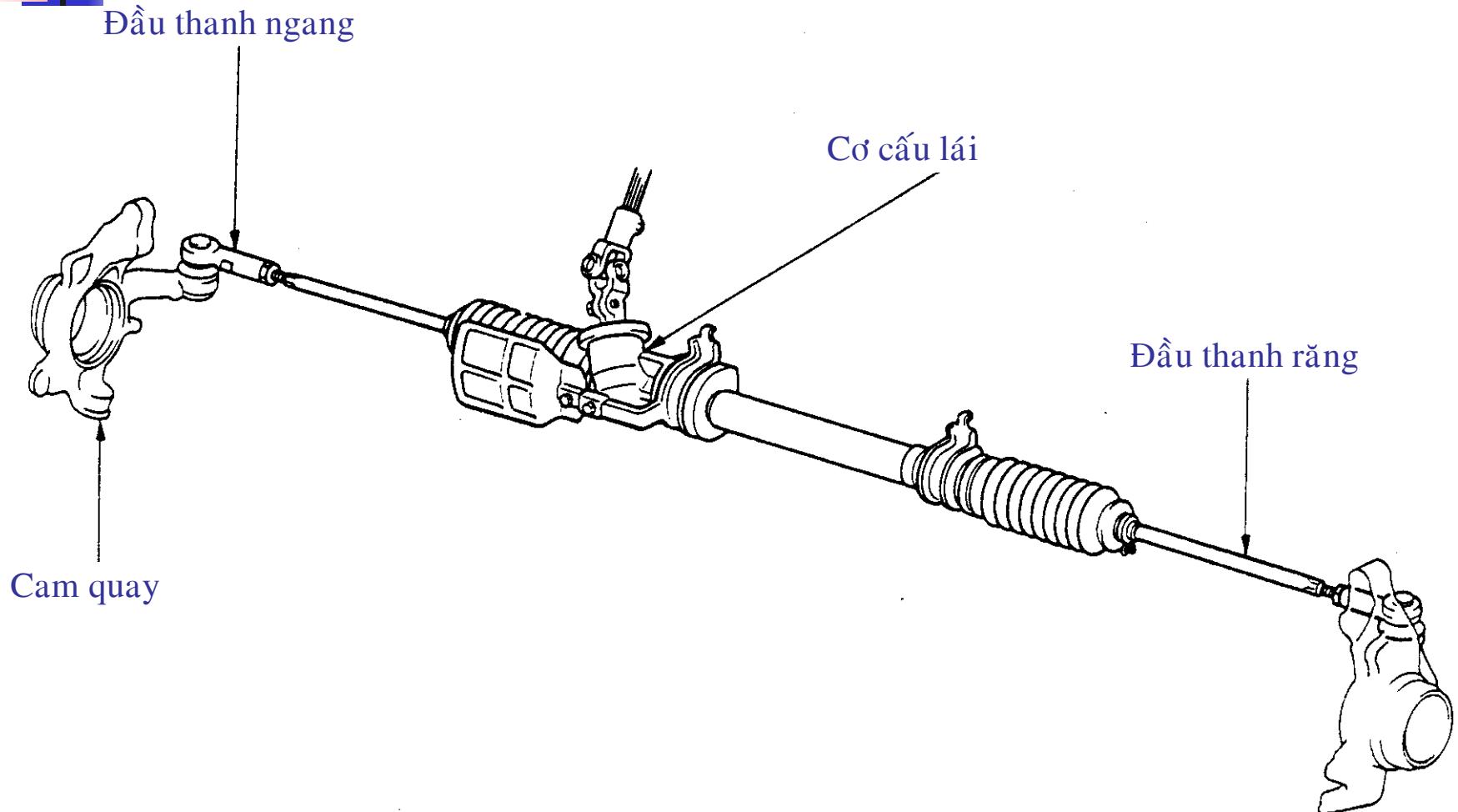


Steering Trapezoid

3. Design Plan

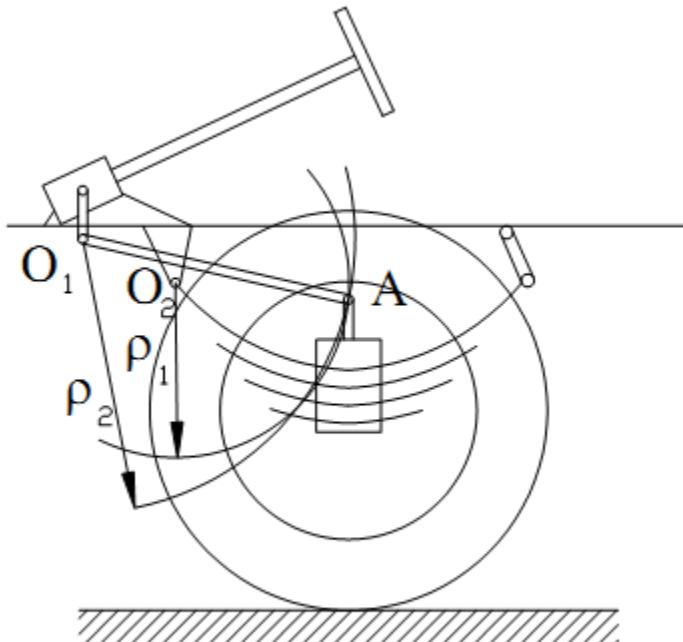


3. Design Plan

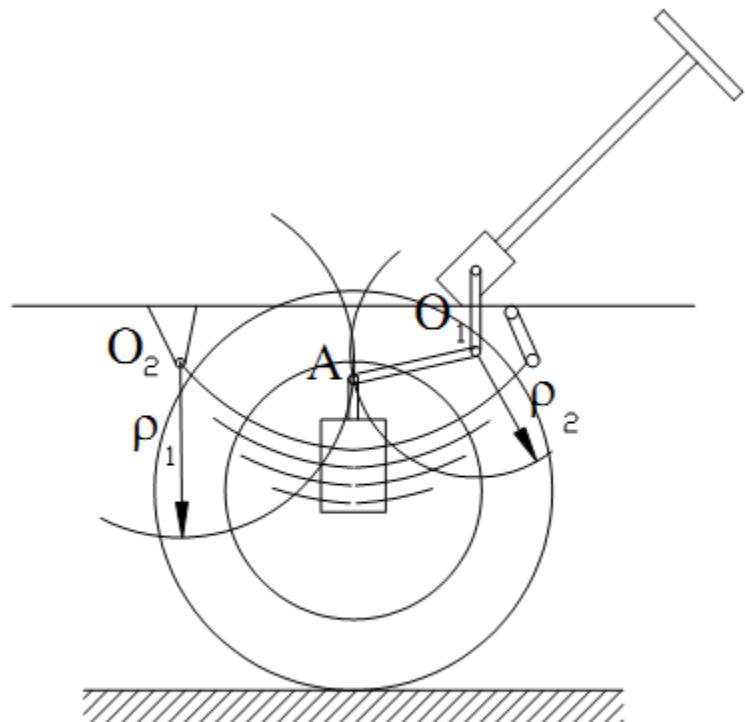


The rack is combined as a trapezoid

3. Design Plan



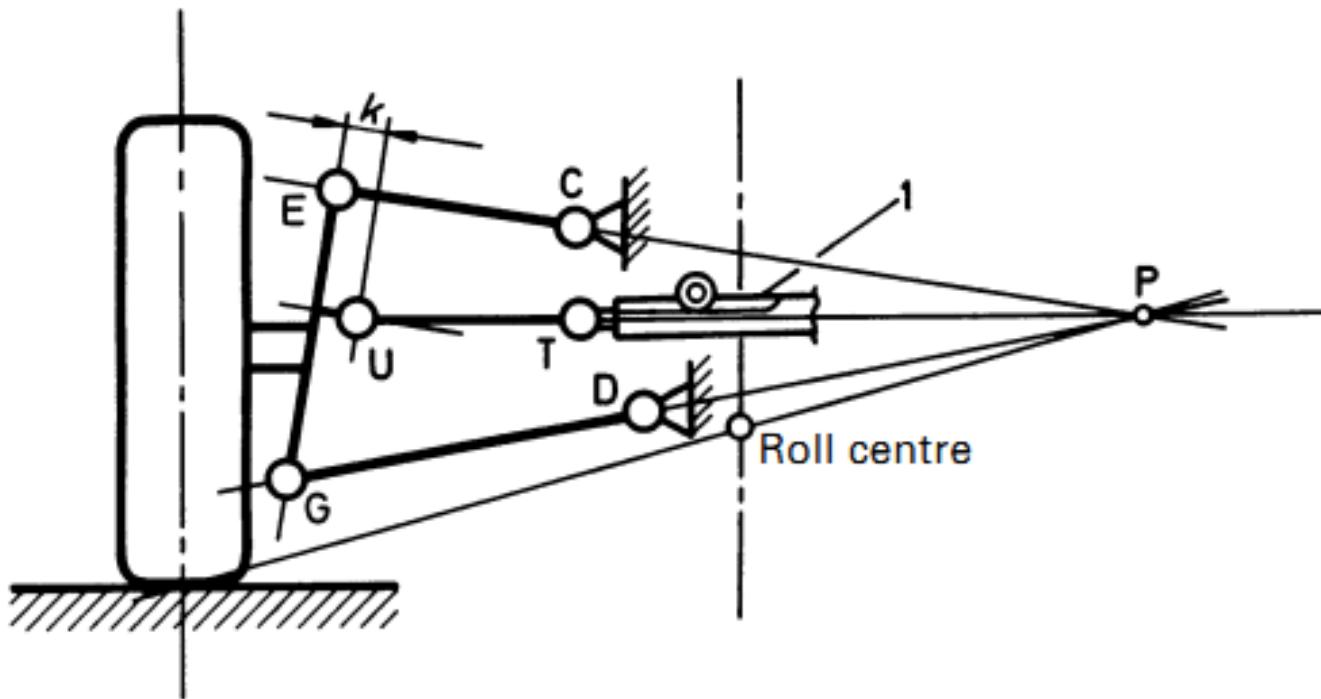
a)



b)

Pay attention of suspension kinetics

3. Design Plan



However, the extension of the tie rod UT must point to virtual centre of rotation P

3. Design Plan

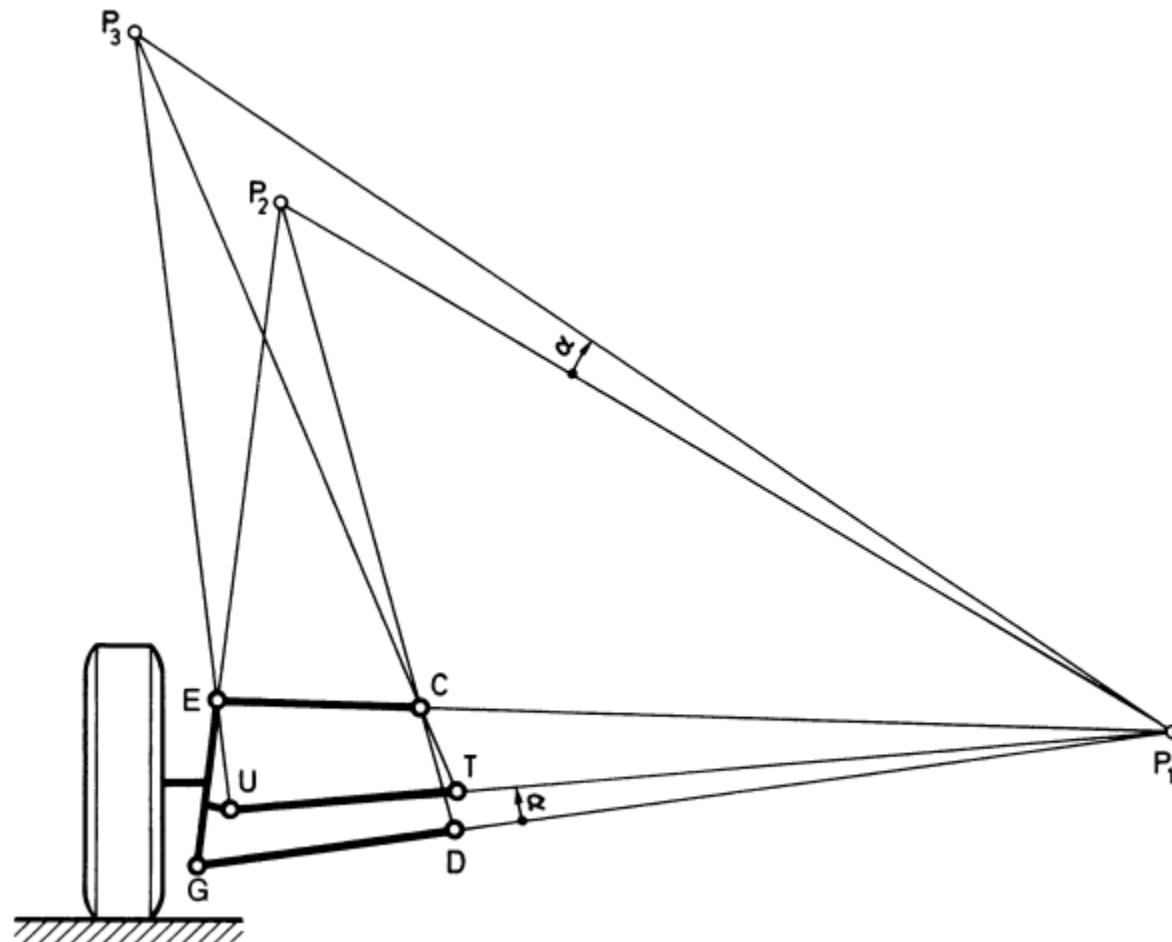


Fig. 4.42 Double wishbone suspension with steering arm pointing inwards. The tie rod is above the lower control arm.

3. Design Plan

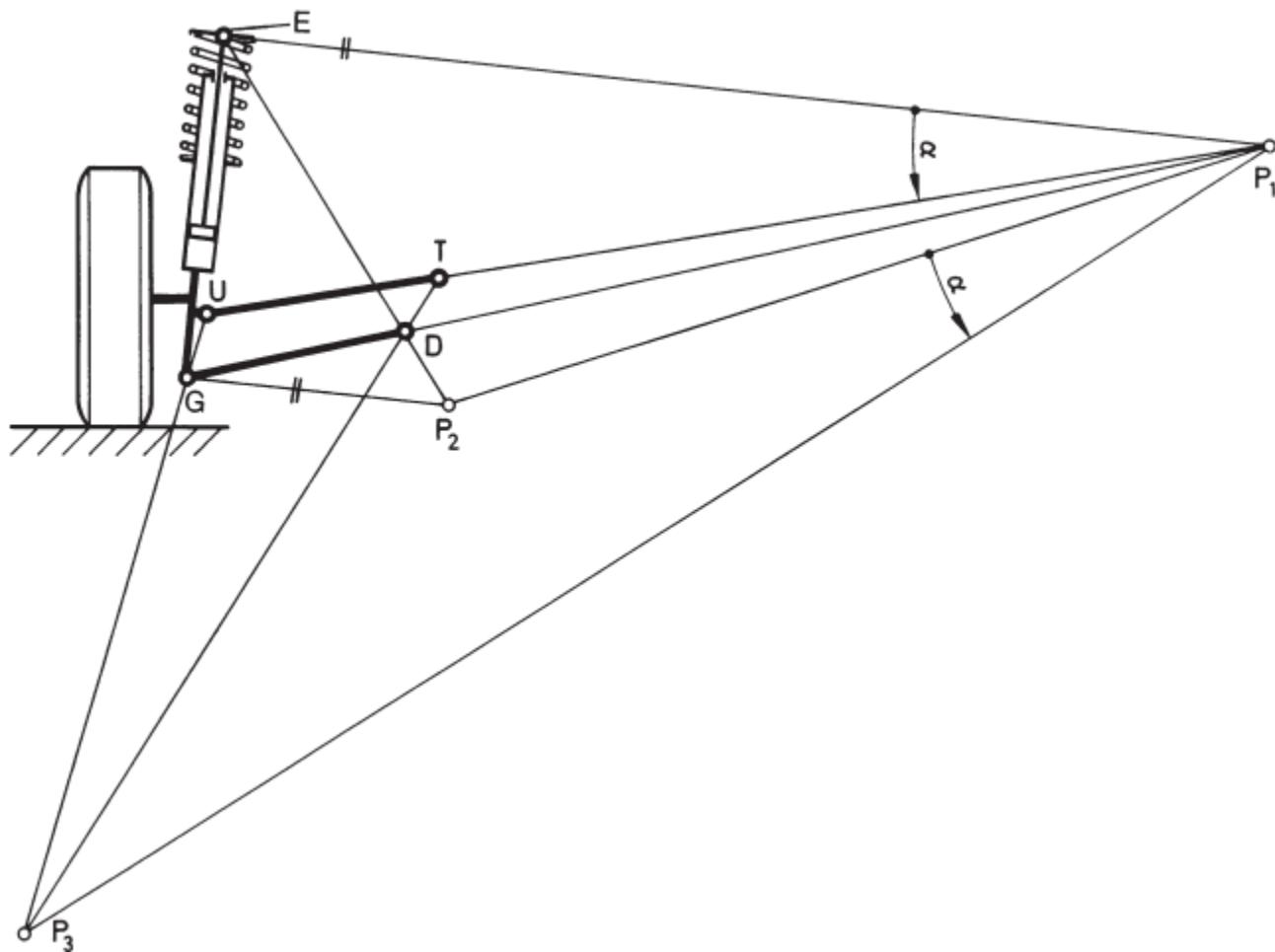


Fig. 4.46 On the McPherson strut or strut damper, the tie rod is above the lower control arm; the steering arms point inwards with the result that the outer joint U lies more to the vehicle centre.

3. Design Plan

2. Select plan:

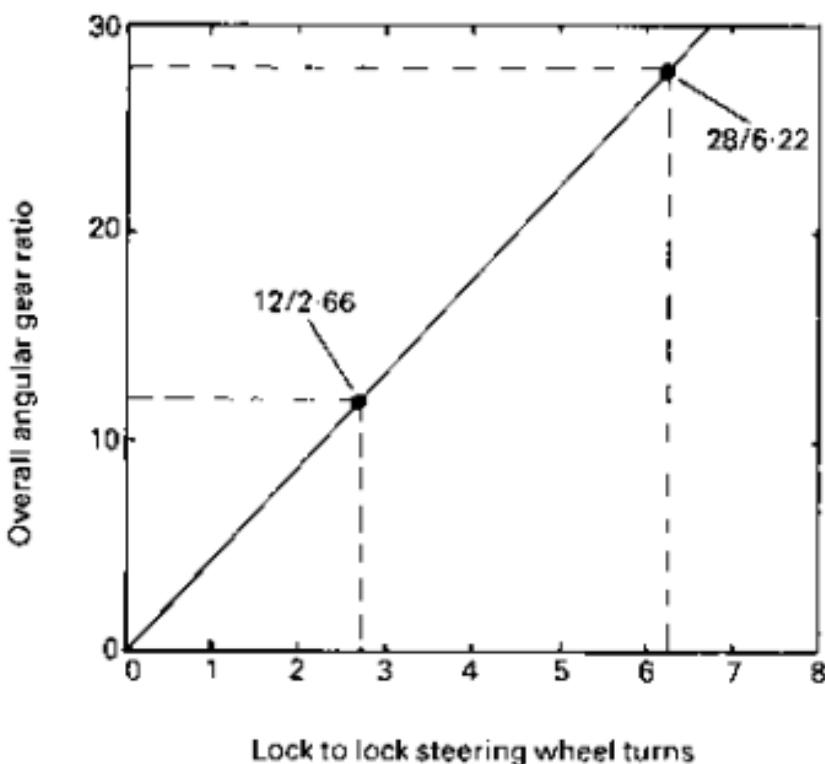
- Passenger cars, light trucks: Choose the rack and pinion because the structure is simple, low cost.
- Medium and large trucks: Choose box type.
- Depending on the specific driving conditions, select the steering gearbox with variable or fixed ratio.

3. Design Plan

After selecting the plan, there is a principle diagram of the clusters.

Transmission ratio: Usually ~ 10 , racing car from 5 to 20.

$$i_{td} = \frac{\theta_{vl}}{\theta_{bx}} \quad \text{average} = \frac{440^\circ}{35^\circ} = 12.6$$



$$\begin{aligned} \text{Lock to lock steering wheel turns for 12:1} &= \frac{80 \times 12}{360} \\ &= 2.66 \text{ revolutions} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Lock to lock steering wheel turns for 28:1 reduction} &= \frac{80 \times 28}{360} \\ &= 6.22 \text{ revolutions} \end{aligned}$$

| Model | Wheel angles, front – rear | | | Phase |
|------------|----------------------------|----------------------------|-----------|------------------|
| R31 (1985) | Inner | $42^\circ 30' \pm 2^\circ$ | $-30'$ | Same |
| | Outer | $33^\circ 30'$ | $-30'$ | Same |
| S13 (1988) | Inner | 42° | 1° | Same |
| | Outer | 33° | 1° | Same |
| R32 (1989) | Inner | $38^\circ + 1 - 3^\circ$ | 1° | Same or opposite |
| | Outer | 32° | 1° | Same or opposite |
| Z32 (1989) | Inner | $36^\circ 30'$ | 1° | Same or opposite |
| | Outer | 30° | 1° | Same or opposite |

4. Layout Design

- Force ratio :

$$i_{tl} = \frac{M_{canquayong\ max}}{M_{vl}} = \frac{\text{from books}}{P_{vl} \cdot R_{vl}}$$

Condition: $P_{vl} < [P_{vl}]$ (150N for passenger cars, 200N for truck up to 3,5 ton).

If not satisfied, then use power assisted steering: $P_{ch} = P_{vl} - [P_{vl}]$.

Note: Power assistance is only equal to the above value, should not be stronger. If P_{ch} too much, P_{vl} reduces, The driver has no feeling when driving → dangerous.

Solution: Control P_{ch} at a allowable value by adding pressure regulating valve in the oil pump in the hydraulic steering booster system.

5. Technical Design

1. Vành tay lái: chọn bán kính vành tay lái. Hiện nay vành lái còn tác dụng trang trí → có nhiều kiểu kết cấu để tạo thẩm mỹ cao.
2. Trục lái: góc đặt trục nhỏ hơn 90° .
Góc càng nhỏ thì khả năng tác động lực càng thấp.
Khi trục đặt nghiêng thì nối giữa trục và hộp tay lái phải qua 1-2 khớp các đằng.
3. Hộp tay lái: bản chất là hộp giảm tốc, gồm 1-2 bộ truyền.
4. Cụm truyền động: gồm các đòn quay đứng (chịu uốn), đòn kéo (cần khả năng ổn định dọc trục). Tất cả các đòn kéo đều phải làm dạng thanh.
5. Trụ đứng – cam quay:
 - Cố định ở dầm cầu (cam quay tự do) → xe tải lớn;
 - Cố định ở cam quay;
 - Tự do (dầm và cam quay không cố định) → mòn đều → xe du lịch, tải nhỏ.

5. Technical Design

* Giải pháp thiết kế kỹ thuật: Thiết kế phải thỏa mãn yêu cầu đặc trưng của hệ thống: lái chính xác → các khâu, khớp không có độ rơ (không tưởng!) → Chấp nhận có độ rơ cho phép.

Hai giải pháp khử độ rơ: khử định kỳ và khử liên tục.

- Khử định kỳ: chủ yếu trong hộp tay lái.

Với cơ cấu trực vít – bánh vít, trực vít – thanh răng: mau mòn răng. Giải pháp:

- + Làm trực vít lệch tâm, khi mòn điều chỉnh cung răng theo chiều trực;
- + Ăn khớp bên;
- + Làm trụ vít côn xoắn.

- Khử liên tục: các khâu là chuyển động song phẳng nên các khớp đều là khớp cầu → làm cơ cấu lò xo điều chỉnh được lực ép.

5. Technical Design

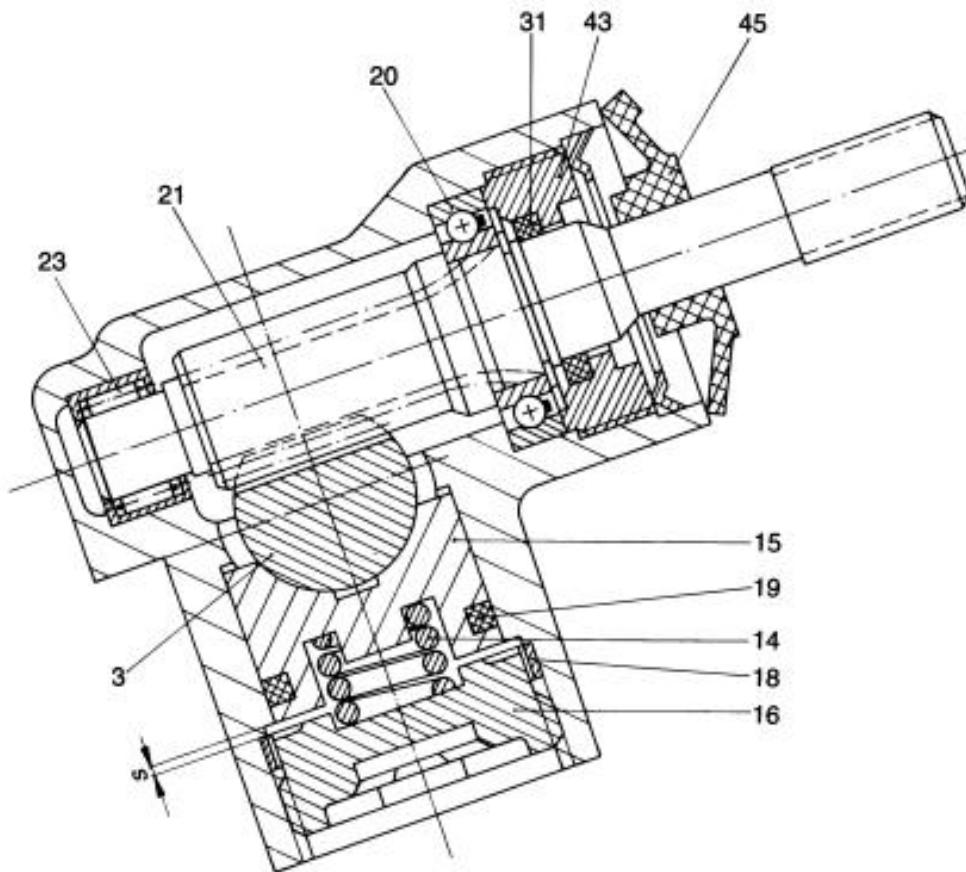
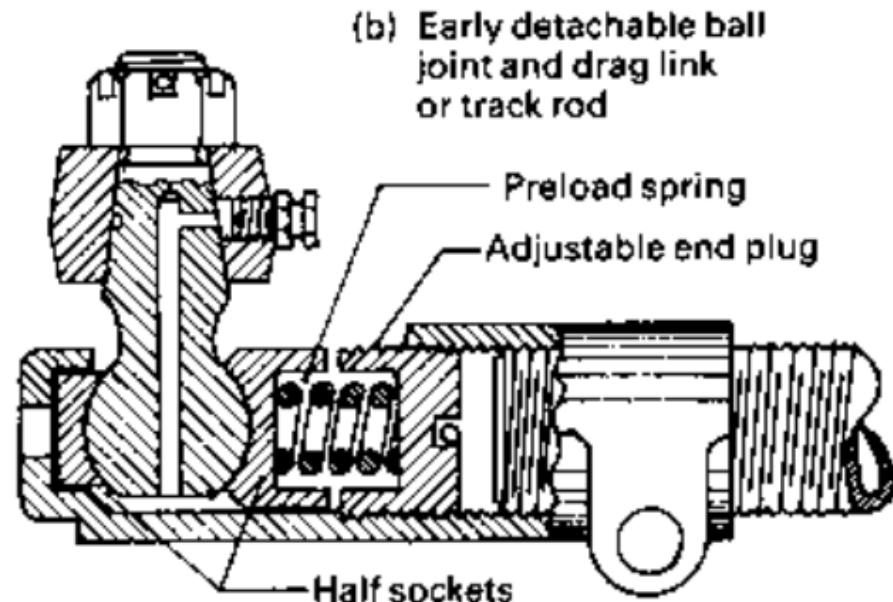
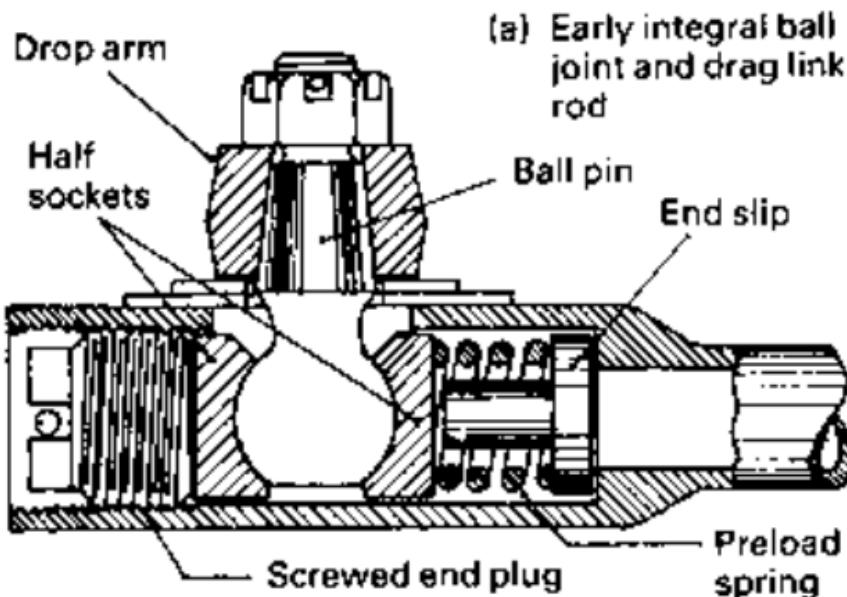
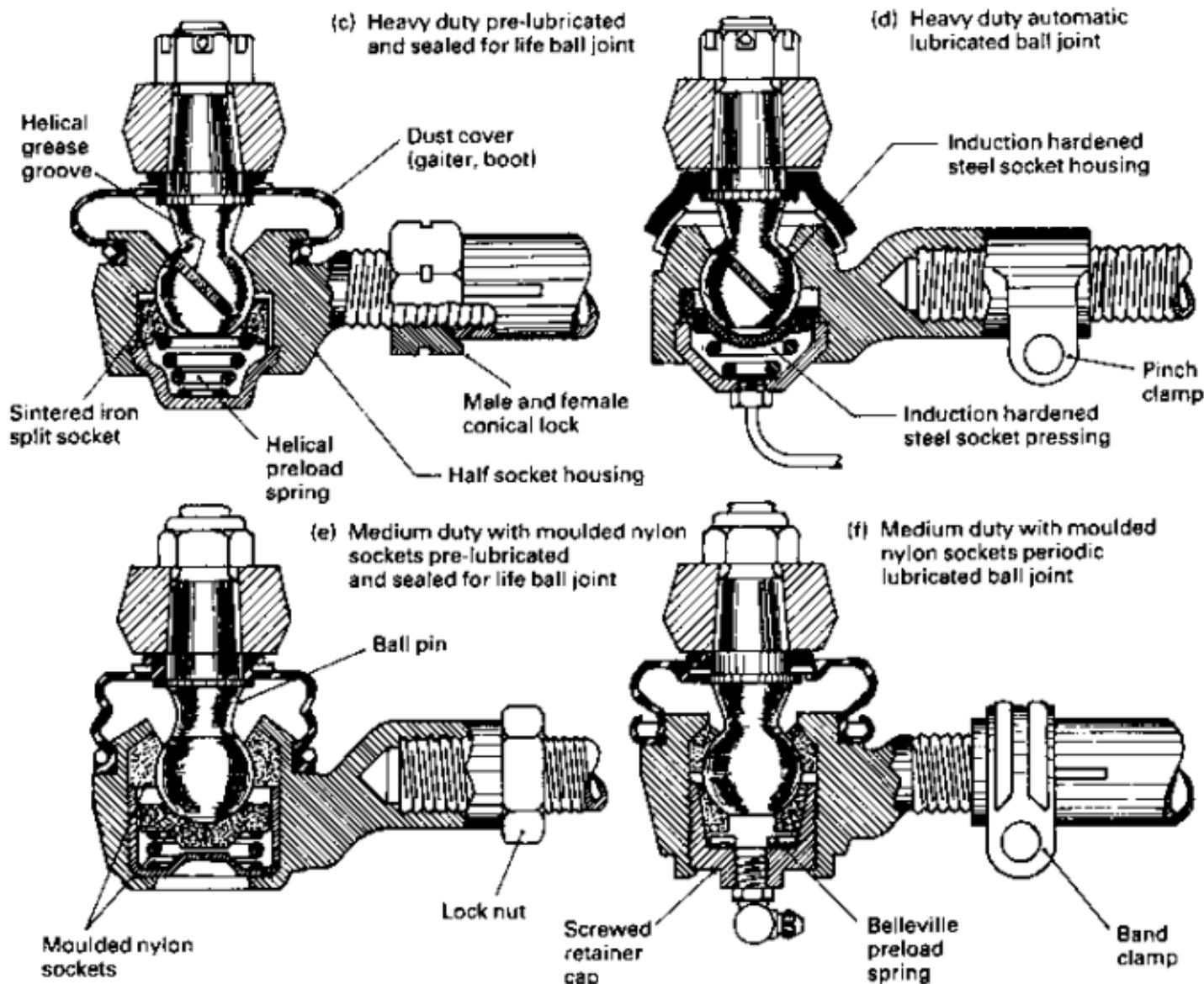


Fig. 4.10 Rack- and- pinion steering by ZF; section through pinion gear, bearing and rod guide. The distance ring 18 is used for setting the plays, and the closing screw 16 is tightened against it. The O-ring 19 provides the damping function and prevents rattling noises.

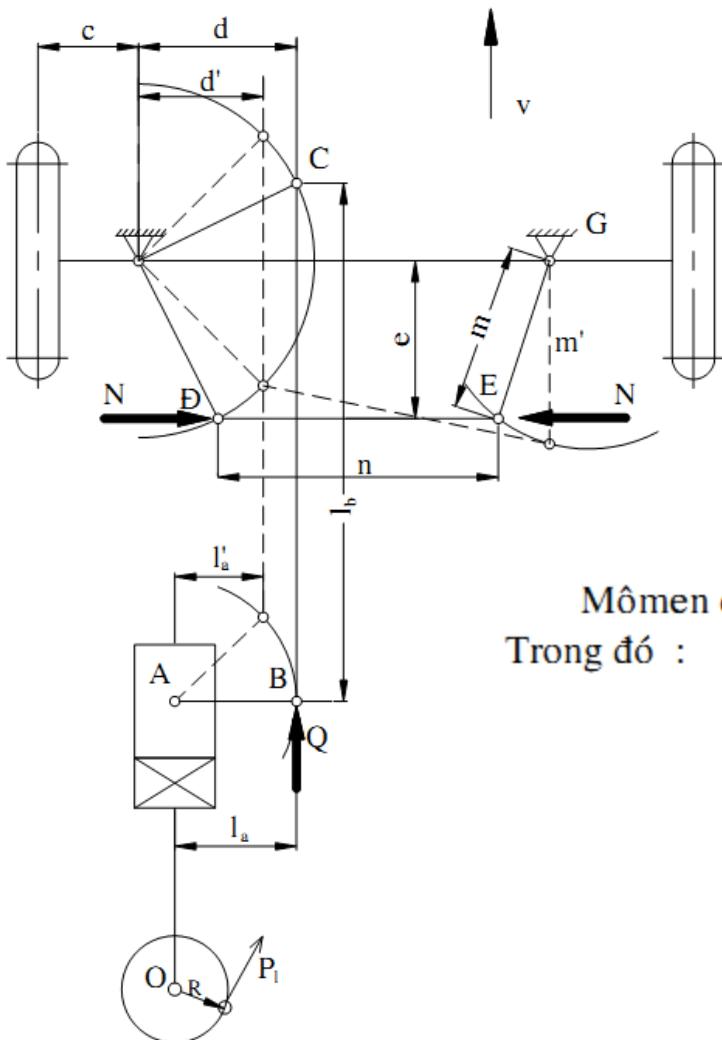
5. Technical Design



5. Technical Design



5. Technical Design



1) Xác định lực tác dụng lên vành tay lái

$$\text{Mômen cản chuyển động : } M_I = G_{bx} f c$$

Trong đó : G_{bx} – trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng,
 f – hệ số cản lăn : $f = 0,015$,
 c – chiều dài cánh tay đòn (h.13.15).

5. Technical Design

Xác định lực tác dụng lên vành tay lái

Khi có lực ngang Y tác dụng lên bánh xe, do sự đàn hồi bên của lốp, diện tích tiếp xúc giữa lốp với đường sẽ bị quay tương đối đối với mặt phẳng bánh xe. Điểm đặt của lực ngang Y sẽ dịch chuyển một đoạn x nào đó phía sau đối với trục bánh xe. Đoạn x được thừa nhận bằng một phần tư chiều dài của bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường. Như vậy theo hình 13.16 ta có :

$$x = 0,5 \sqrt{r^2 - r_{bx}^2}$$

Ở đây : r – bán kính tự do của bánh xe.

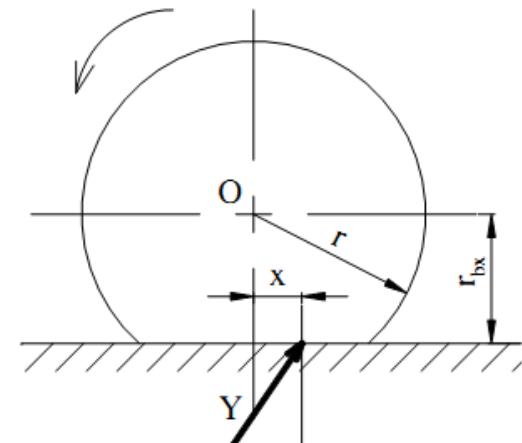
Nếu thừa nhận $r_{bx} = 0,96r$ ta có $x = 0,14r$ thì :

$$M_2 = Yx = 0,14G_{bx}\varphi_1 r$$

Ở đây : φ_1 – hệ số bám ngang lấy $\varphi_1 = 0,85$

Tổng mômen cản quay vòng ở cả hai bánh dẫn hướng là:

$$M_c = 2(M_1 + M_2)\gamma = 2G_{bx}(f_c + 0,14\varphi_1 r)\gamma \quad (13.8)$$



5. Technical Design

Xác định lực tác dụng lên vòng tay lái

Suy ra :

$$P_{l\max} = \frac{M_c}{R i_\omega i_d \eta_t \eta_l} \quad (13.9)$$

Ở đây : γ – hệ số tính đến ảnh hưởng của M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên,
 $\gamma = 1,07 \div 1,15$;

η_l – hiệu suất tính đến tiêu hao do ma sát ở cam quay và các khớp nối trong
 truyền động lái, với ô tô chỉ có cầu trước dẫn hướng $\eta_l = 0,50 \div 0,70$.

Cánh tay đòn c_{min} thường xác định theo thực nghiệm, với ôtô tải loại thường $c_{min} = 30 \div 60\text{mm}$, ôtô tải loại lớn $c_{min} = 60 \div 100\text{mm}$.

5. Technical Design

2) Tính trực lái

Trục lái làm bằng ống thép rỗng được tính theo ứng suất xoắn do lực tác dụng trên vành tay lái gây ra :

$$\tau = \frac{P_{l\max} RD}{0,2(D^4 - d^4)} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (13.10)$$

Ở đây : $P_{l\max}$ đổi với ô tô tính theo công thức (13.9)

D và d – đường kính ngoài và đường kính trong của trục lái (m)

Trục lái thường được chế tạo theo ống thép cacbon 20, 30, 40 không nhiệt luyện. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\tau] = 50 \div 80 \text{ MN/m}^2$.

Với các trục lái dài cần phải tính toán theo độ cứng (góc xoắn trực) theo công thức:

$$\theta = \frac{2\tau L}{DG} \quad (\text{rad}) \quad (13.11)$$

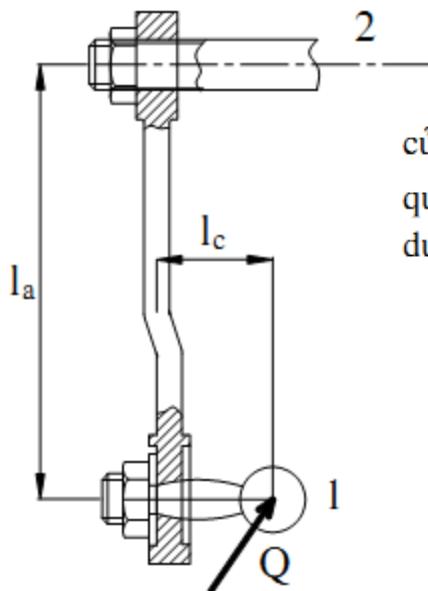
Ở đây : L – chiều dài của trục lái (m).

G – mô đun đàn hồi dịch chuyển ($G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$).

θ_{\max} đổi ra độ không được vượt quá $(5,5^0 \div 7,5^0)/1\text{m}$. Tính như trên độ dự trữ bền theo giới hạn chảy được chọn trong khoảng $2,5 \div 3,5$.

5. Technical Design

3) Tính đòn quay đứng



Thực nghiệm cho ta biết lực truyền từ bánh xe qua đòn dọc không quá một nửa giá trị của trọng lượng tĩnh tác dụng lên một bánh trước của ô tô ($\leq 0,5G_1$). Vì vậy khi tính đòn quay đứng ta sẽ lấy lực Q nào lớn hơn trong hai giá trị lực Q tác dụng lên chốt hình cầu dưới đây (h.13.18)

$$Q = 0,5G_1 \quad (13.15)$$

$$Q = \frac{P_{l_{\max}} R i_{\omega} \eta_t}{l_a} \quad (13.16)$$

Đòn quay được kiểm tra theo uốn do mômen Ql_a và theo xoắn do mômen Ql_c (l_c và Q trên h.13.18).

Đòn quay đứng được chế tạo bằng thép cacbon trung bình 40, 40X, 40XH tôi và ram. Then hoa tam giác ở đầu đòn quay đứng được kiểm tra theo chèn dập và cắt.

Hệ số an toàn khi tính đòn quay đứng lấy từ $2 \div 3$.

5. Technical Design

4) Tính đòn dẫn động

Tính các đòn dẫn động chủ yếu là tính đòn dọc BC và đòn ngang DE (h.13.15). Đòn dọc được kiểm tra theo uốn dọc do lực Q và đòn ngang được kiểm tra theo uốn dọc do lực N. Lực Q có thể tính theo công thức (13.15 hoặc 13.6) và lấy giá trị lớn hơn để tính. Lực N có thể xác định theo giá trị lực phanh X_p

$$N = \frac{X_p c}{e} = \frac{G_1 m_{lp} \varphi c}{2e} \quad (13.17)$$

Ở đây : X_p – lực phanh tác dụng lên một bánh xe,

m_{lp} – hệ số phân bố lại trọng lượng lên cầu dẫn hướng khi phanh
($m_{lp} = 1,4$)

φ - hệ số bám giữa lốp với đường, lấy $\varphi = 0,7$

c và e – các kích thước trên hình 13.15.

Ứng suất nén trong đòn kéo dọc $\sigma_n = \frac{Q}{f_d}$

Ứng suất nén trong đòn kéo ngang $\sigma_n = \frac{N}{f_n}$

Ở đây : f_d, f_n - tiết diện ngang của đòn kéo dọc và đòn kéo ngang

5. Technical Design

4) Tính đòn dẫn động

$$\text{Ứng suất uốn dọc của đòn kéo dọc } \sigma_{ud} = \frac{\pi^2 E J_d}{l_b^2 f_d}$$

$$\text{Ứng suất uốn dọc của đòn kéo ngang } \sigma_{un} = \frac{\pi^2 E J_n}{n^2 f_n}$$

Ở đây : J_d và J_n – là mômen quán tính của tiết diện thanh dọc và thanh ngang.

E – môđuyn đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh dọc và thanh ngang
 $(E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2)$,

l_b , n – các kích thước chiều dài trên hình 13.15

$$\text{Độ dự trữ bền được tính theo } K = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{un}} = 1,2 \div 2,5.$$

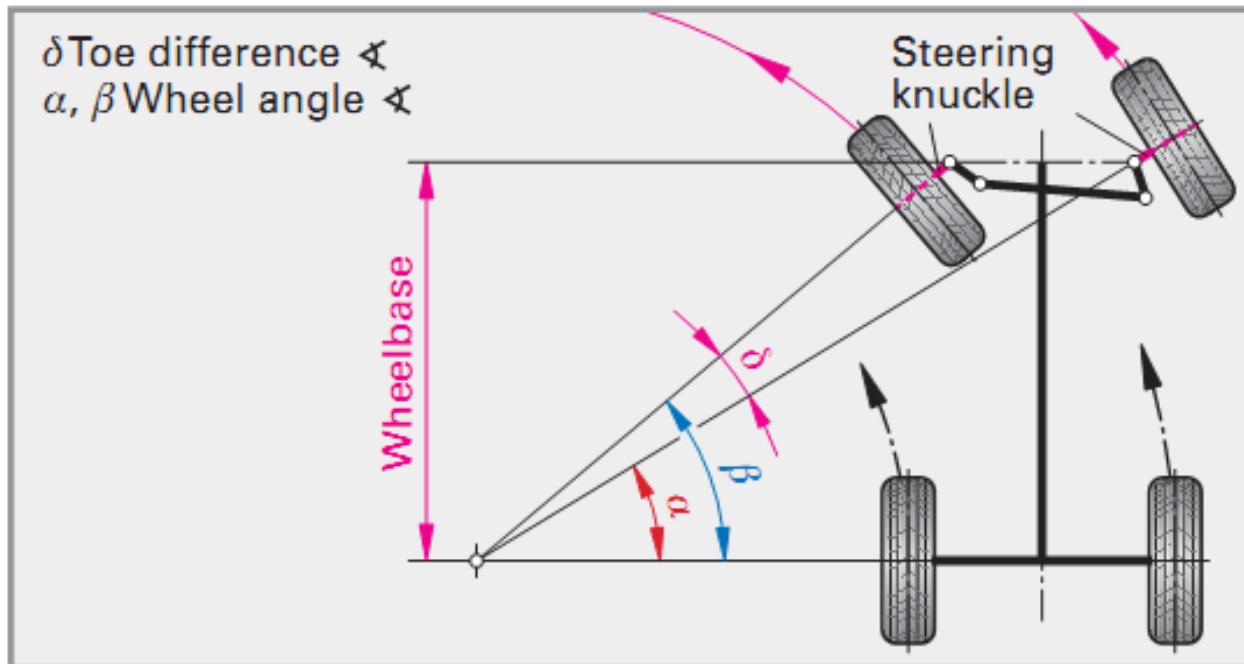
Đòn kéo dọc và đòn kéo ngang được chế tạo bằng thép ống loại 20, 30, 40.

5. Technical Design

5) Tính toán động học hình thang lái:

Xác định kích thước hình học của hình thang lái

- Quan hệ lý thuyết quay vòng của các bánh xe dẫn hướng

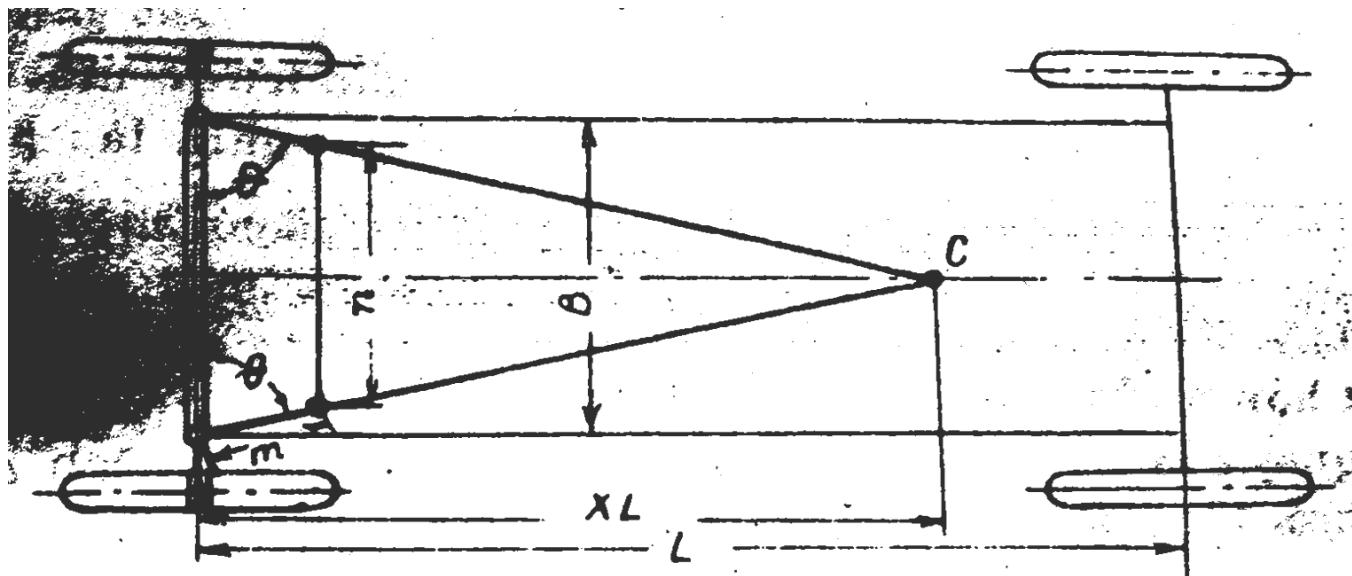


$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{B_o}{L}$$

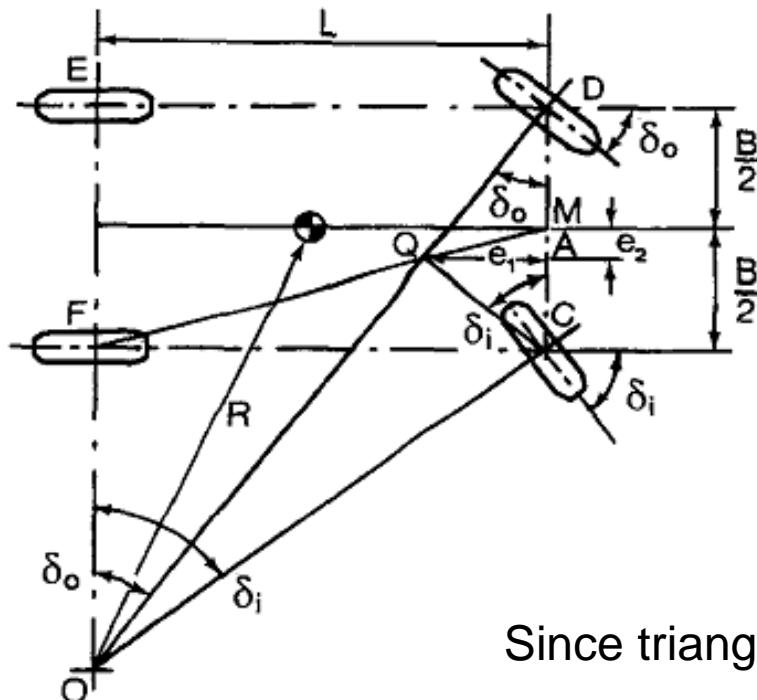
5. Technical Design

Chọn các kích thước của hình thang lái:

Xác định kích thước của hình thang lái gồm có xác định góc θ chiều dài **m** và **n** của các đòn bên và đòn ngang.



5. Technical Design



- + Connect M with F .
- + Line OD intersects line MF at Q .
- + Connect Q with C .
- + Call $QA = e_1$, $MA = e_2$

Have:

$$\cot \delta_o = (B/2 + e_2)/e_1$$

$$\cot \delta_i = (B/2 - e_2)/e_1$$

$$\longrightarrow \cot \delta_o - \cot \delta_i = 2e_2/e_1$$

Since triangle MAQ is similar to triangle MCF :

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{B/2}{L}$$



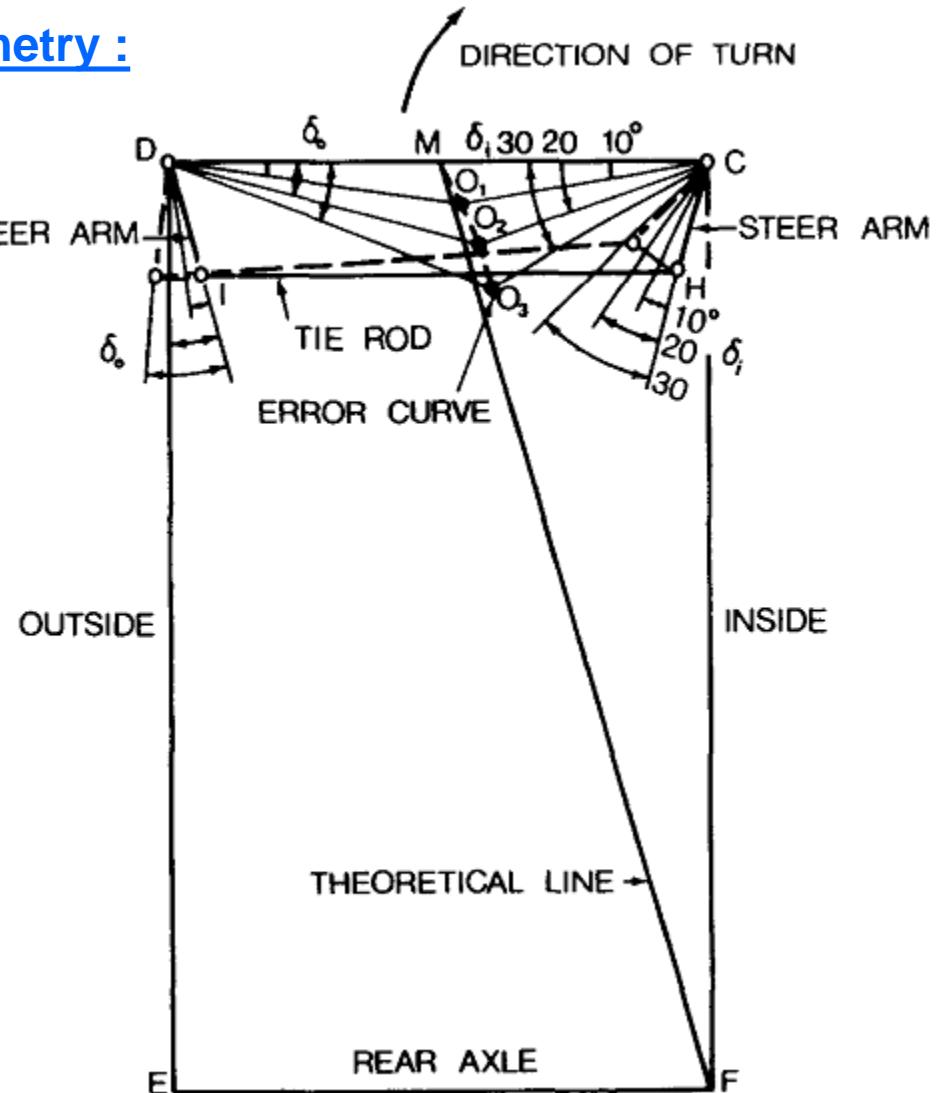
$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = B/L \quad (8.1)$$

6. Power Steering

Evaluate the Ackermann steering geometry :

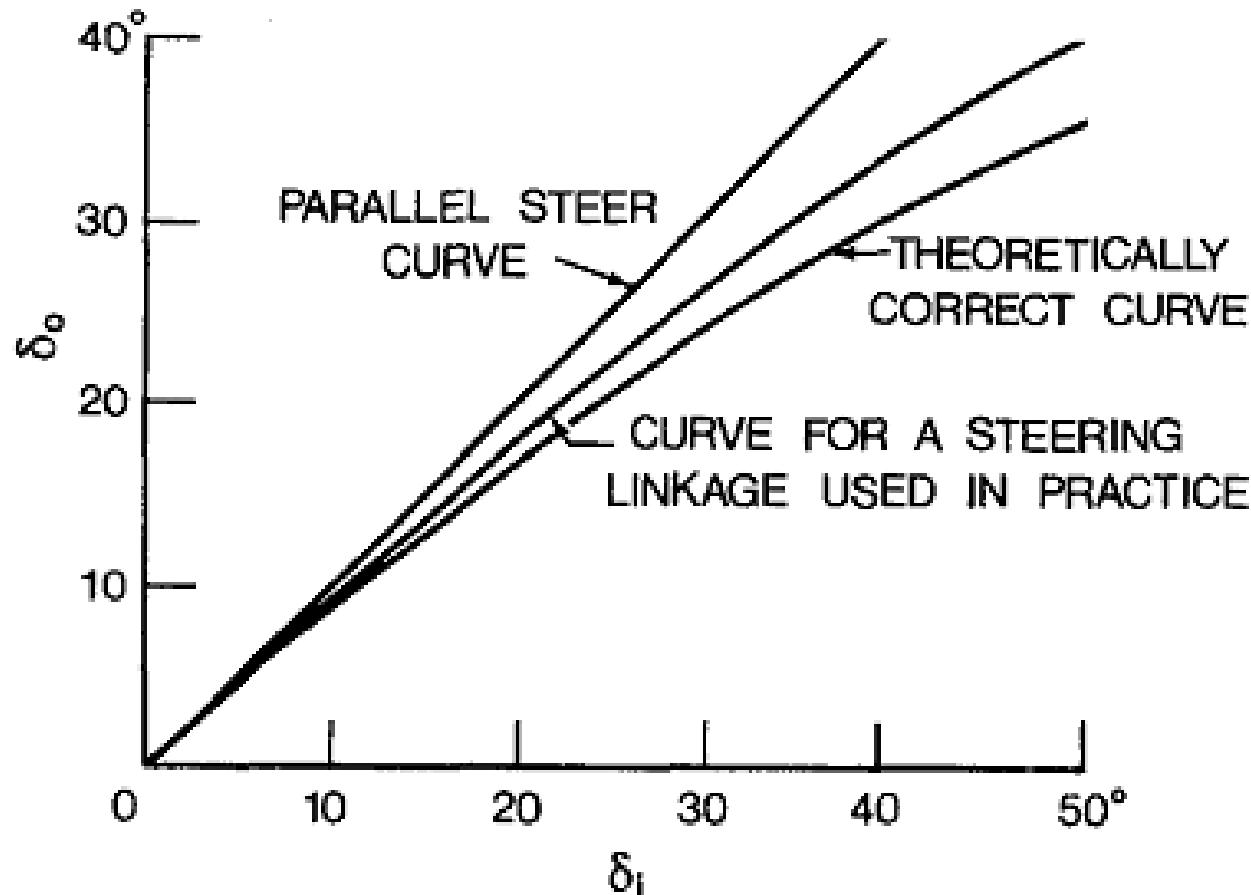
By graphic method.

- The steer angles of the inside front wheel δ_{i1} are laid out from the initial position of the steer arm CH.
- From H, an arc is struck with a radius equal to the length of the tie rod HI. This intersects the arcs generated by the steer arm of the outside wheel DI
- The intersection defines the corresponding steer angle of the outside wheel δ_{o1} .
- If the intersections lie on the straight line MF, it's good → If not, **excessive tire wear, increased steering effort.**



6. Power Steering

Evaluate the Ackermann steering geometry :



Characteristics of various types of steering linkage.

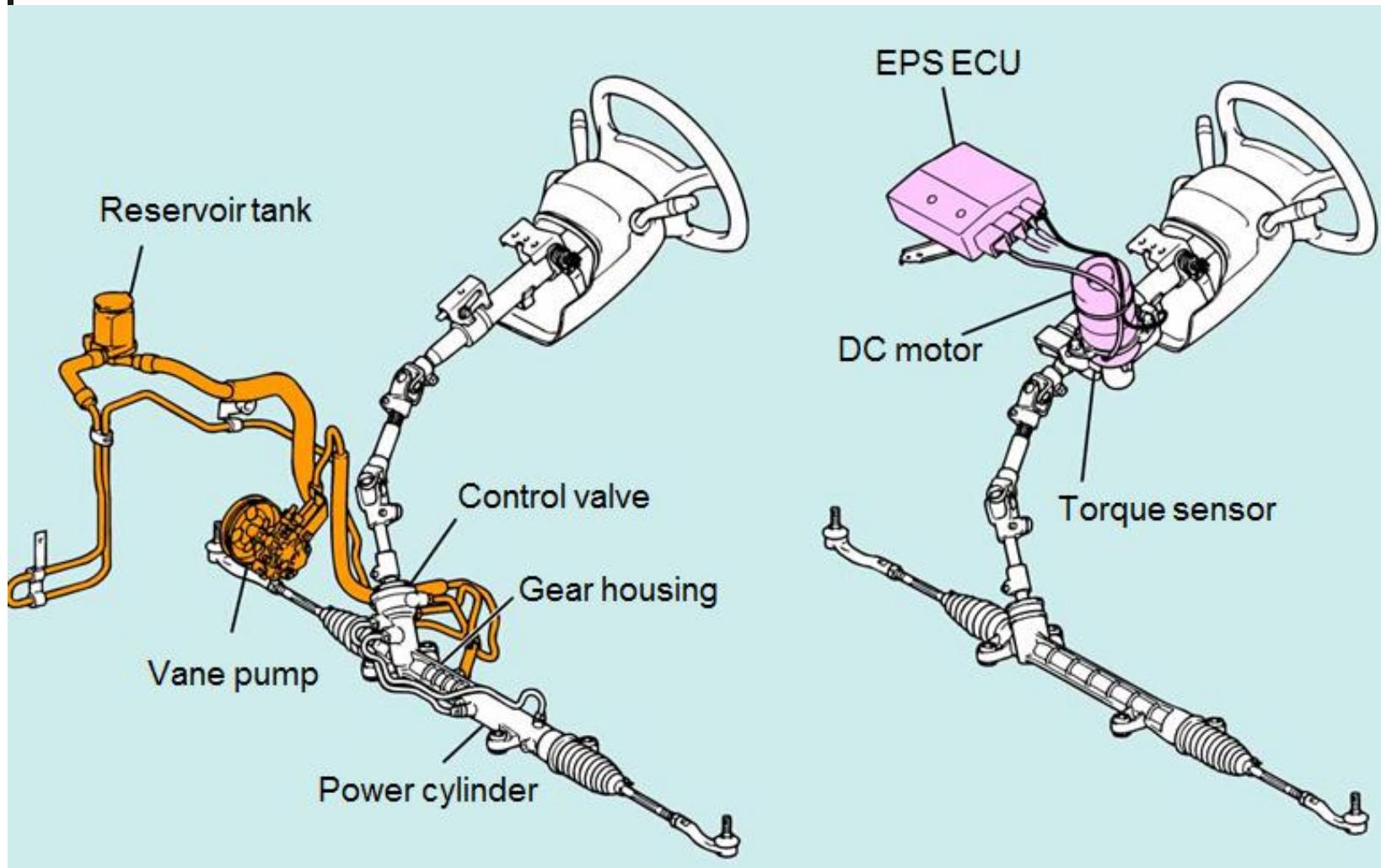
6. Power Steering

To improve driving comfort, most modern automobiles have wide, low-pressure tires which increase the tire-to-road surface contact area. As a result of this, more steering effort is required.

Steering effort can be decreased by increasing the gear ratio of the steering gear. However, this will cause a larger rotary motion of the steering wheel when the vehicle is turning, making sharp turns impossible.

Therefore, to keep the steering agile and, at the same time the steering effort small, some sort of a steering assist device became necessary. In other words, power steering, which had been chiefly used on larger vehicles, is now also used on compact passenger cars.

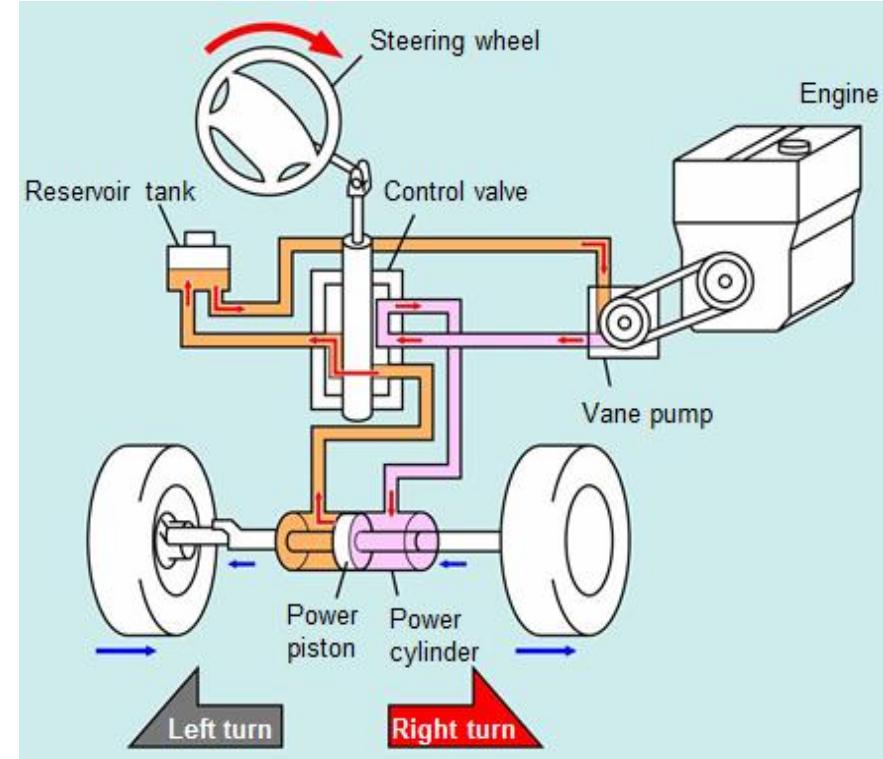
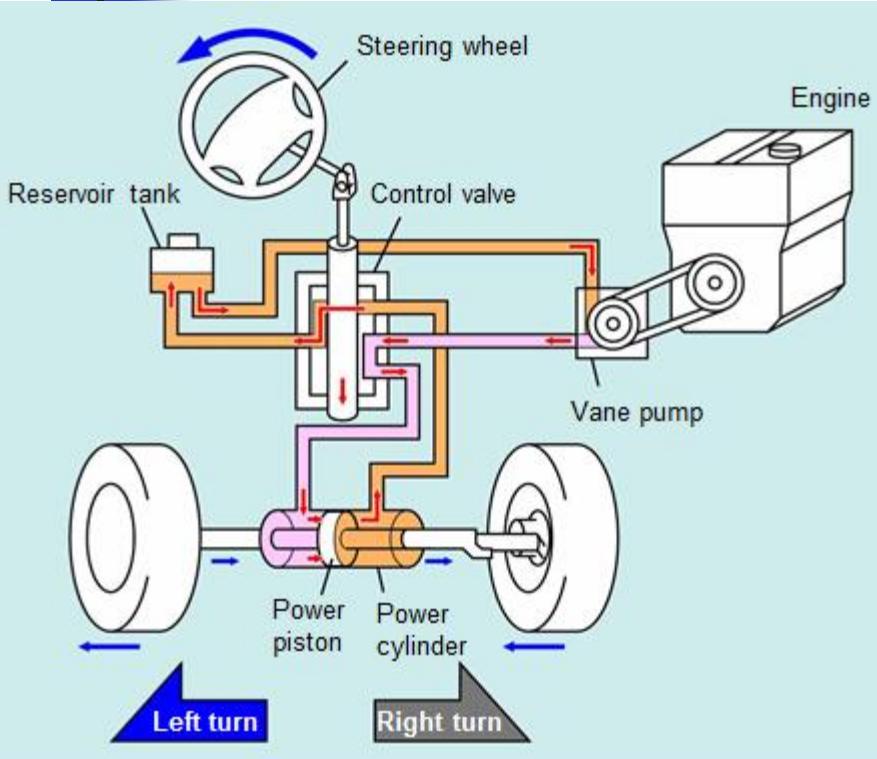
6. Power Steering



Hydraulic Power Steering

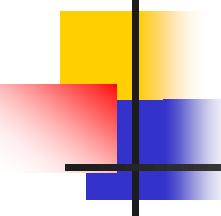
Electric Power Steering

6.1 Hydraulic Power Steering



Principle of Hydraulic Power Steering

The power steering system uses the power of the engine to drive the vane pump that generates the hydraulic pressure. When the steering wheel is turned, an oil circuit is switched at the control valve. As oil pressure is applied to the power piston in the power cylinder, the power needed to operate the steering wheel is reduced. It is necessary to inspect for leakage of power steering fluid periodically.



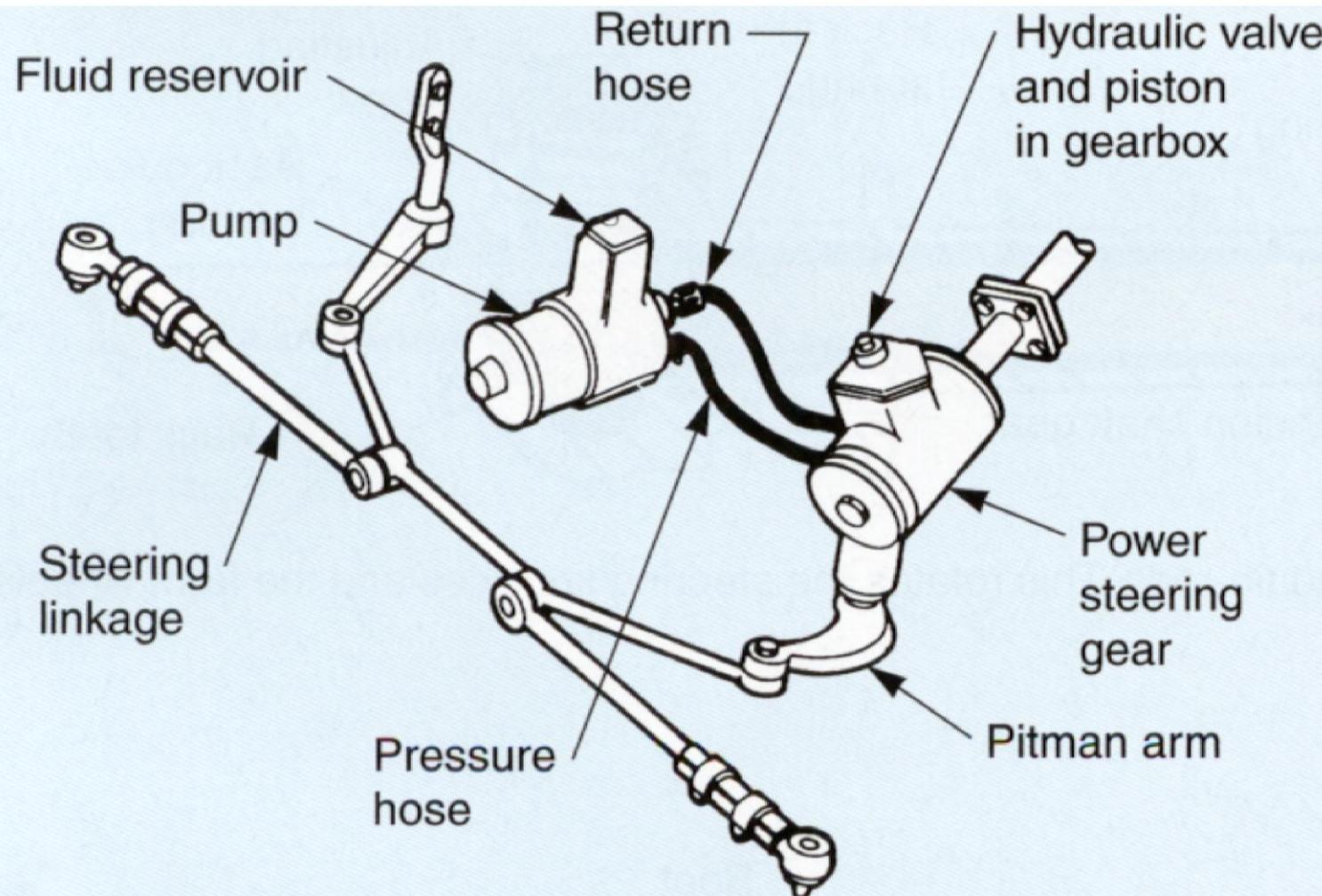
6.1 Hydraulic Power Steering



There are three main types of power steering systems:

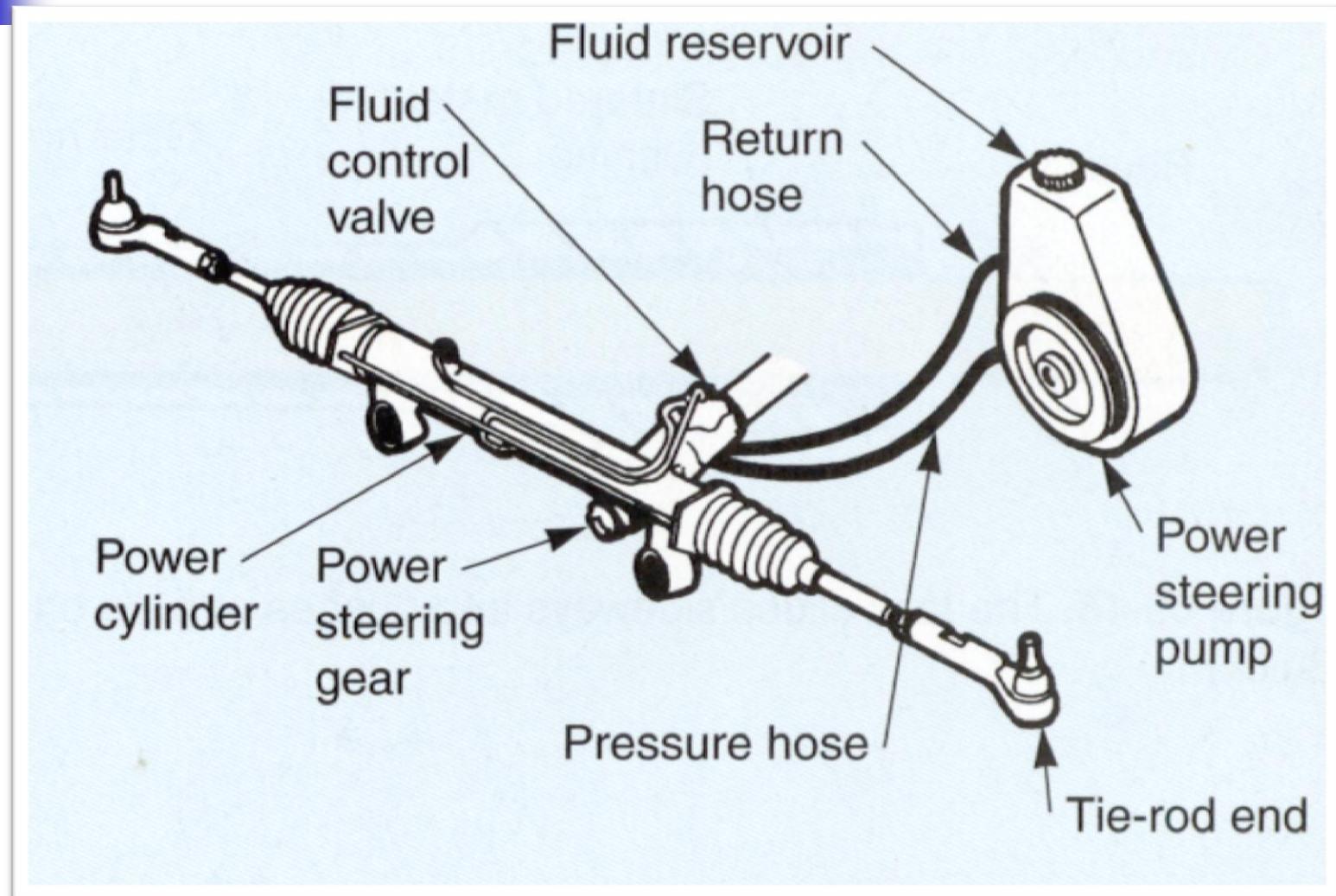
- Integral-piston linkage system.
- Rack-and-pinion system.
- External cylinder power steering system.

6.1 Hydraulic Power Steering



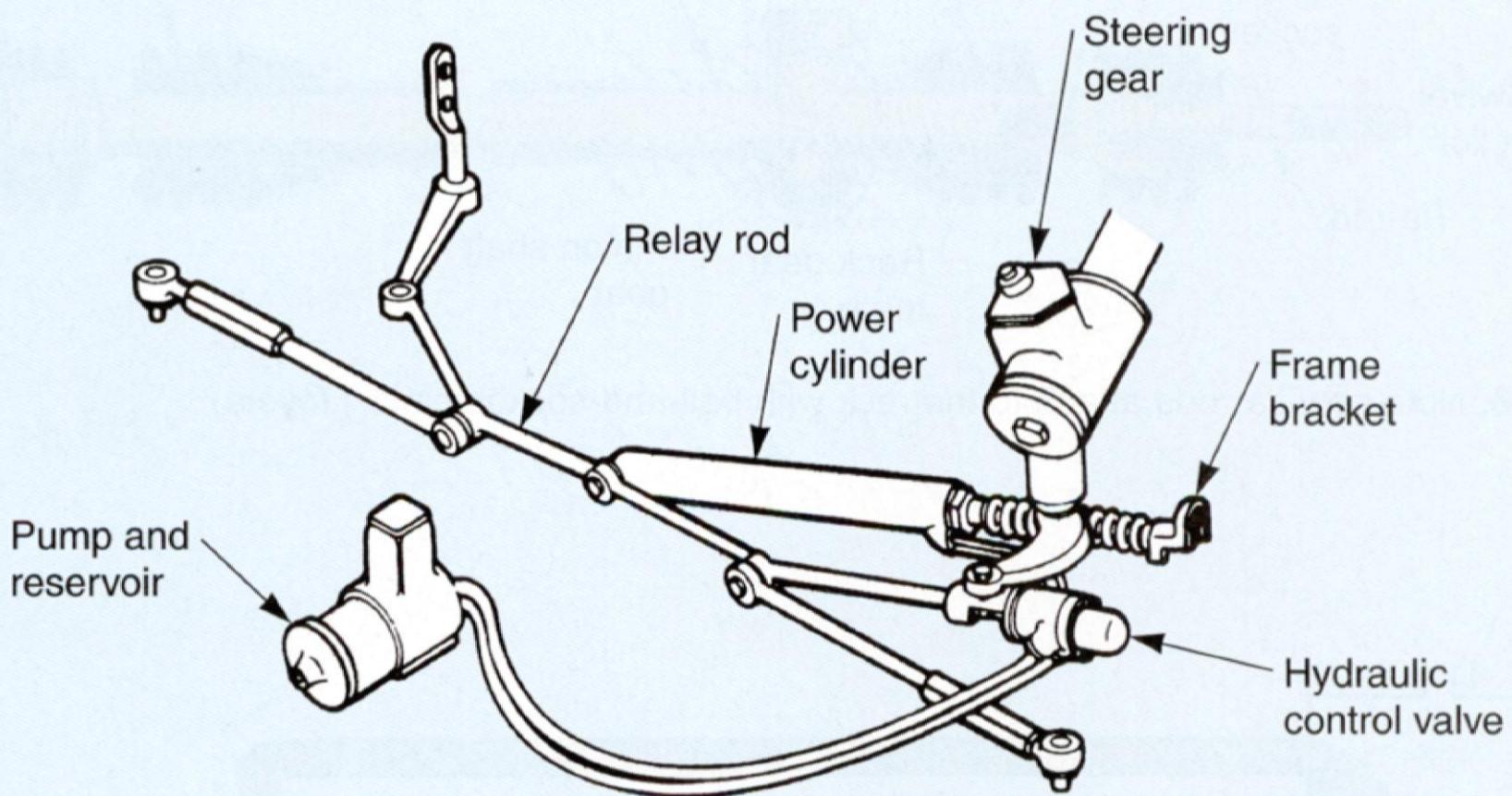
Integral-Piston Linkage

6.1 Hydraulic Power Steering



Rack-and-Pinion

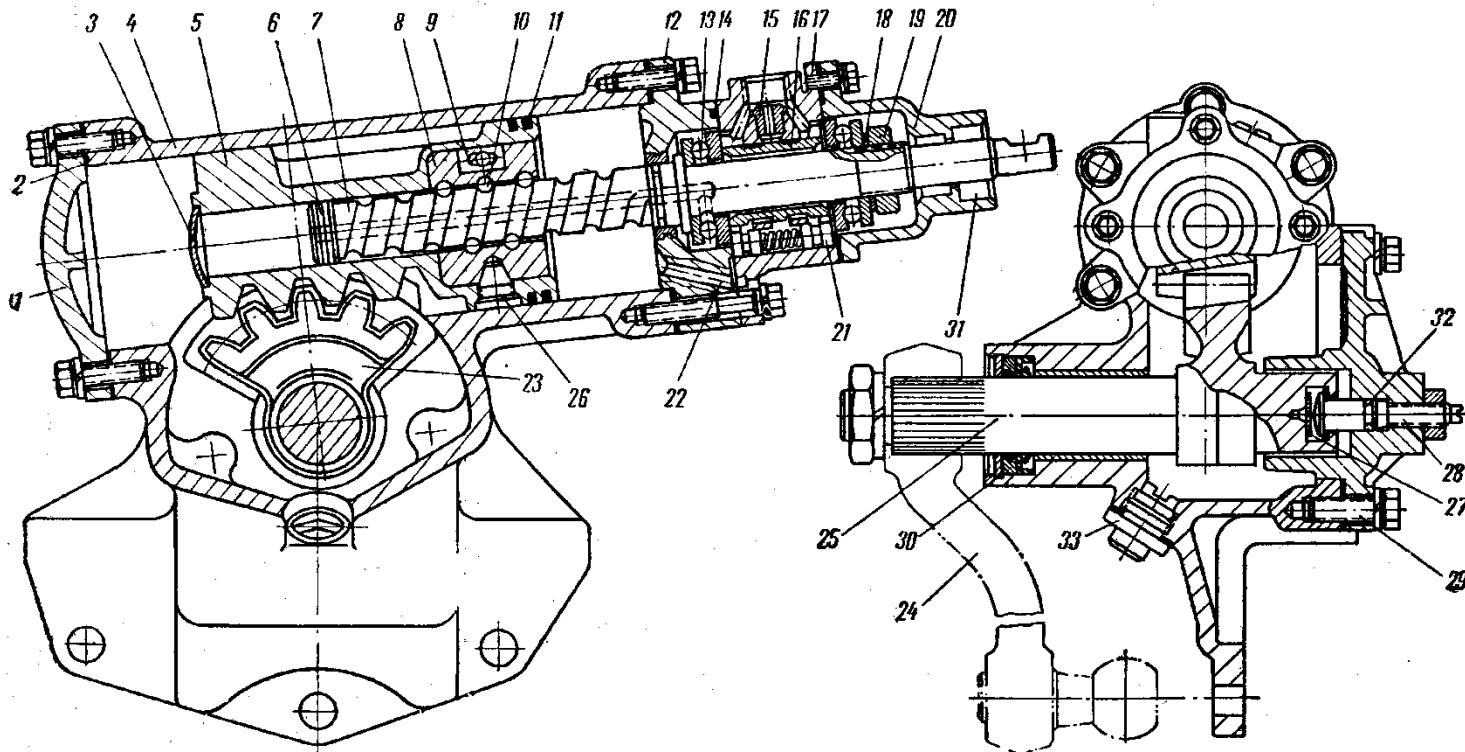
6.1 Hydraulic Power Steering



External Cylinder

6.1 Hydraulic Power Steering

a) Integral-piston linkage system



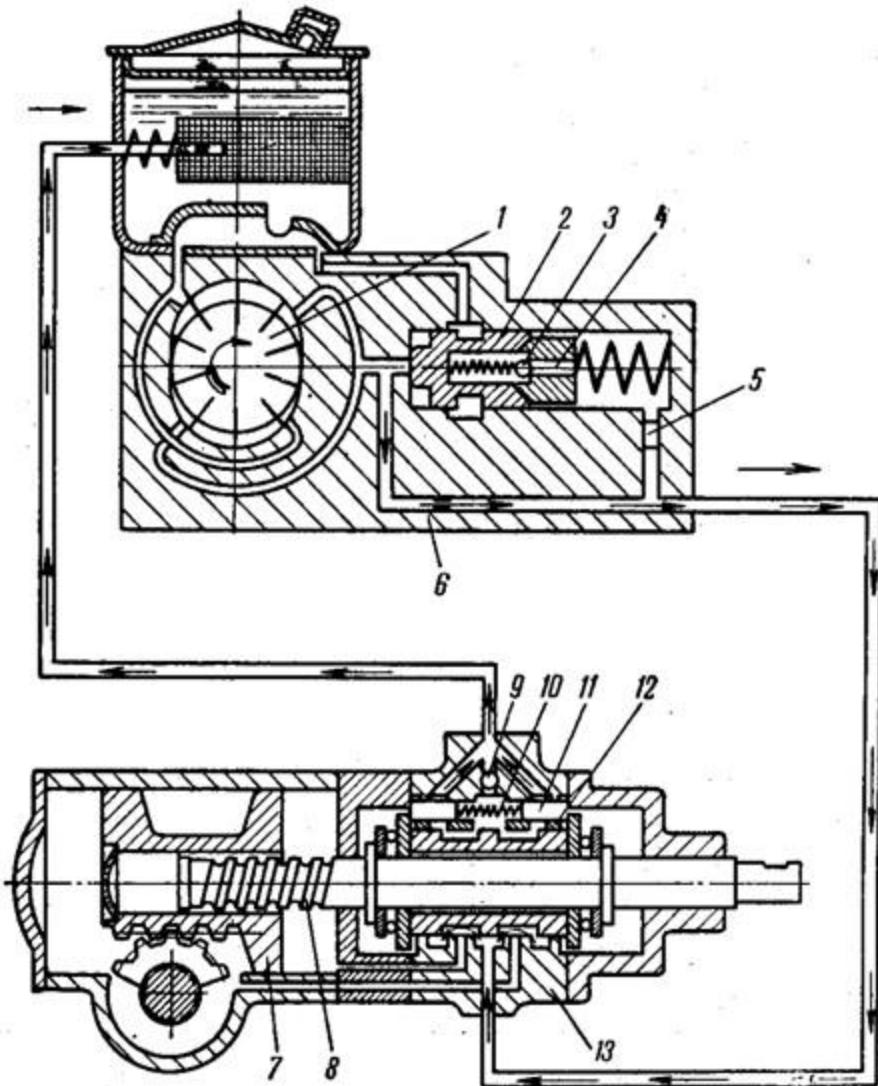
1 - nắp; 2 - đệm làm kín; 3 - nắp; 4 - vỏ cơ cấu lái; 5 - pittông; 6 - vòng hãm; 7 - trục vít; 8, 19 - đai
ốc; 9 - ống dẫn bi; 10 - bi; 11 - xéc măng; 12 - nắp tróc; 13 - ổ bi chặn; 14 - gioăng làm kín; 15 - cửa
dầu; 16 - con trượt phân phổi; 17 - vỏ van phân phổi; 18 - đệm; 20 - nắp trên; 21 - cơ cấu phản ứng;
22 - kênh dẫn dầu; 23 - cung răng rẽ quạt; 24 - đòn quay đứng; 25 - trục đòn quay; 26 - chốt định vị;
27 - đệm chặn; 28 - vít điều chỉnh; 29 - bulông; 30, 31 - phớt làm kín; 32 - gioăng làm kín; 33 - nút tháo
dầu.

6.1 Hydraulic Power Steering

Cấu tạo của hệ thống lái cường hoá loại này bao gồm hai phần chính:

- **Van phân phối:** gồm vỏ van 17 và con trượt phân phối 16. Vỏ van được bắt cố định với vỏ cơ cấu lái còn con trượt phân phối dạng pittông bậc được điều khiển bởi phần trên của trực vít thông qua ổ chặn 13. Từ van phân phối có các cửa dầu nối từ bơm tới và các kênh dẫn dầu đến các khoang làm việc của pittông xi lanh;
- **Cơ cấu pittông xi lanh:** đây là cơ cấu chấp hành, nhằm tạo lực để cường hoá khi lái. Nó gồm một xi lanh và một pittông. Xi lanh 4 chính là vỏ của cơ cấu lái, còn pittông 5 đồng thời cũng là êcu bi có răng ăn khớp với cung răng rẽ quạt 23.

6.1 Hydraulic Power Steering

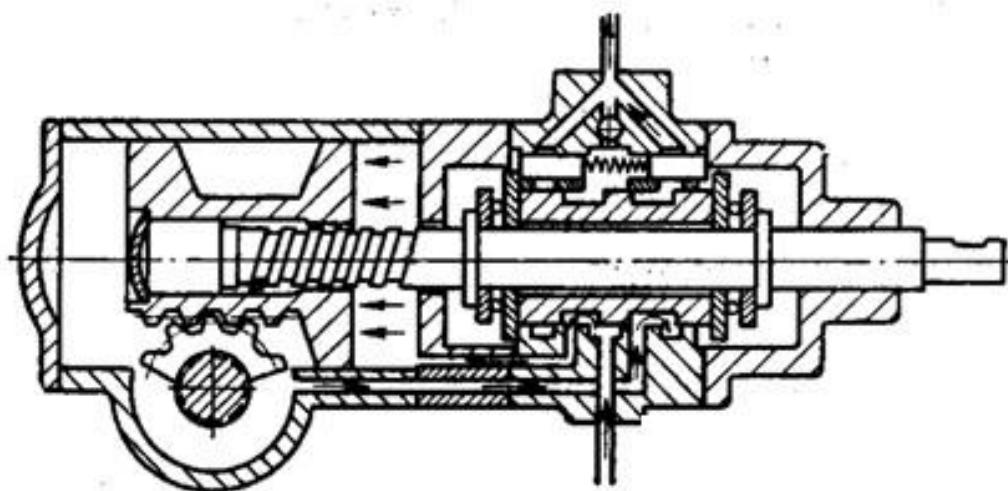


- Ở vị trí trung gian:

Khi ôtô chuyển động thẳng, vành lái ở vị trí trung gian thì van phân phối cũng ở trạng thái trung gian chưa làm việc. Khi này dầu từ bơm đến cửa vào van phân phối thông với các khoang của pittông và thông với đường ra của van phân phối để hồi về bình chứa dầu. Vì áp suất trong hệ thống là áp suất đường dầu hồi nên không có sự chênh lệch áp suất giữa hai phía pittông nên hệ thống **cường hoá** không làm việc.

1 - rôto bơm cánh gạt; 2 - van lưu lượng; 3 - viên bi; 4 - lỗ dẫn dầu; 5, 6 - tiết lưu; 7 - pittông; 8 - trục vít; 9 - van một chiều; 10 - lò xo; 11 - cơ cấu phản ứng; 12 - contruet phan phoi; 13 - vỏ van phân phoi.

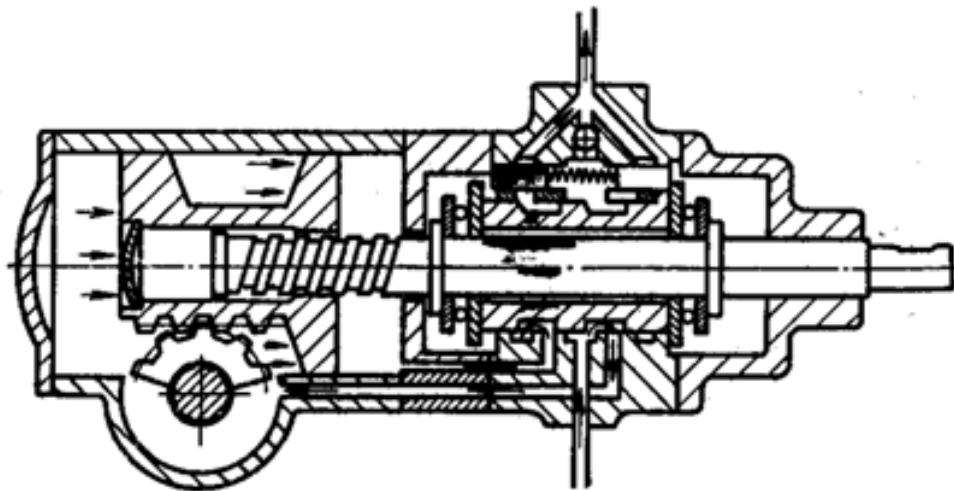
6.1 Hydraulic Power Steering



- Khi quay vòng phải:

Khi vành lái quay sang phải, trục vít có xu hướng đẩy pittông sang phía trái. Nhưng lúc này do pittông ăn khớp với cung răng đòn quay, bị mômen cản quay vòng giữ lại nên pittông đứng yên còn trục vít bị tịnh tiến theo hướng ngược lại sang bên phải. Do phần trên của trục vít mang con trượt phân phối nên con trượt phân phối cũng dịch chuyển sang phải so với vỏ van phân phối. Kết quả là van phân phối mở cửa dầu cấp đến khoang phải của pittông làm pittông dịch chuyển sang trái thực hiện trợ lực để quay đòn quay đứng và qua dẫn động lái để quay bánh xe dẫn hướng sang phải. Dầu ở khoang phía trái của pittông theo đường dẫn qua van phân phối để trở về bình chứa.

6.1 Hydraulic Power Steering

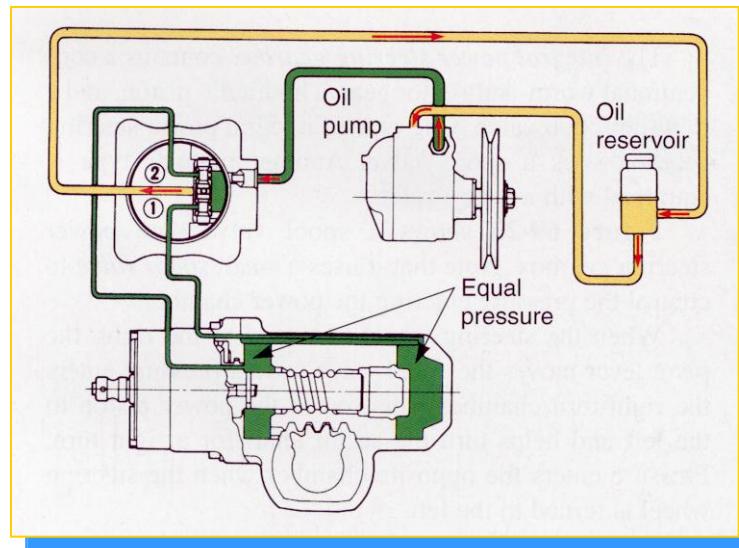


- Khi quay vòng trái:

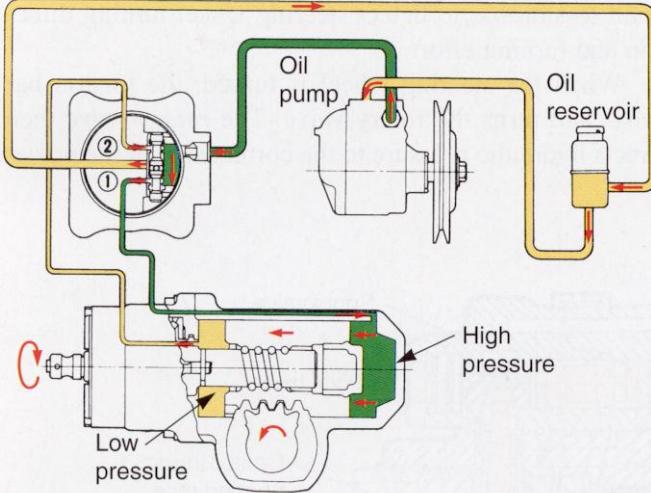
Khi quay vòng sang trái từ vị trí trung gian hoặc từ vị trí đã quay vòng sang phải thì quá trình sẽ diễn ra ngược lại với khi quay vòng sang phải. Lúc này trực vít 8 sẽ bị dịch chuyển sang trái mang theo cả van phân phối dịch chuyển sang trái theo. Van phân phối sẽ mở cửa dầu cấp đến khoang bên trái của pittông làm pittông dịch chuyển sang phải kéo đòn quay đứng và qua dẫn động lái làm các bánh xe dẫn hướng quay sang trái. Dầu ở khoang bên phải của pittông sẽ theo đường dẫn trở về van phân phối rồi trở về bình chứa.

6.1 Hydraulic Power Steering

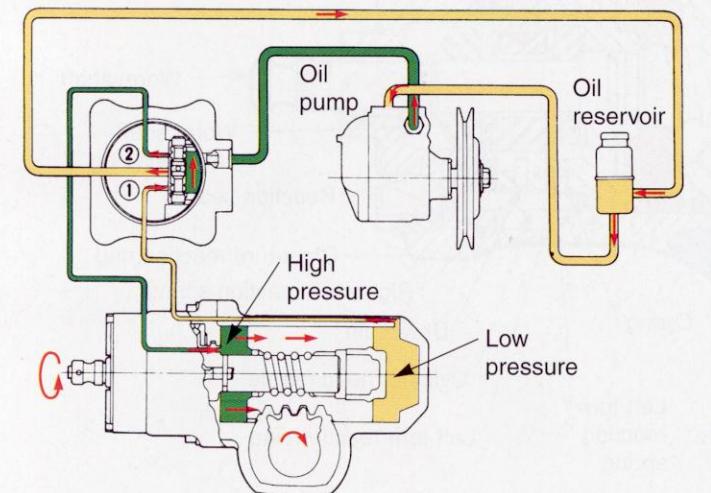
Vị trí
trung gian



Quay trái

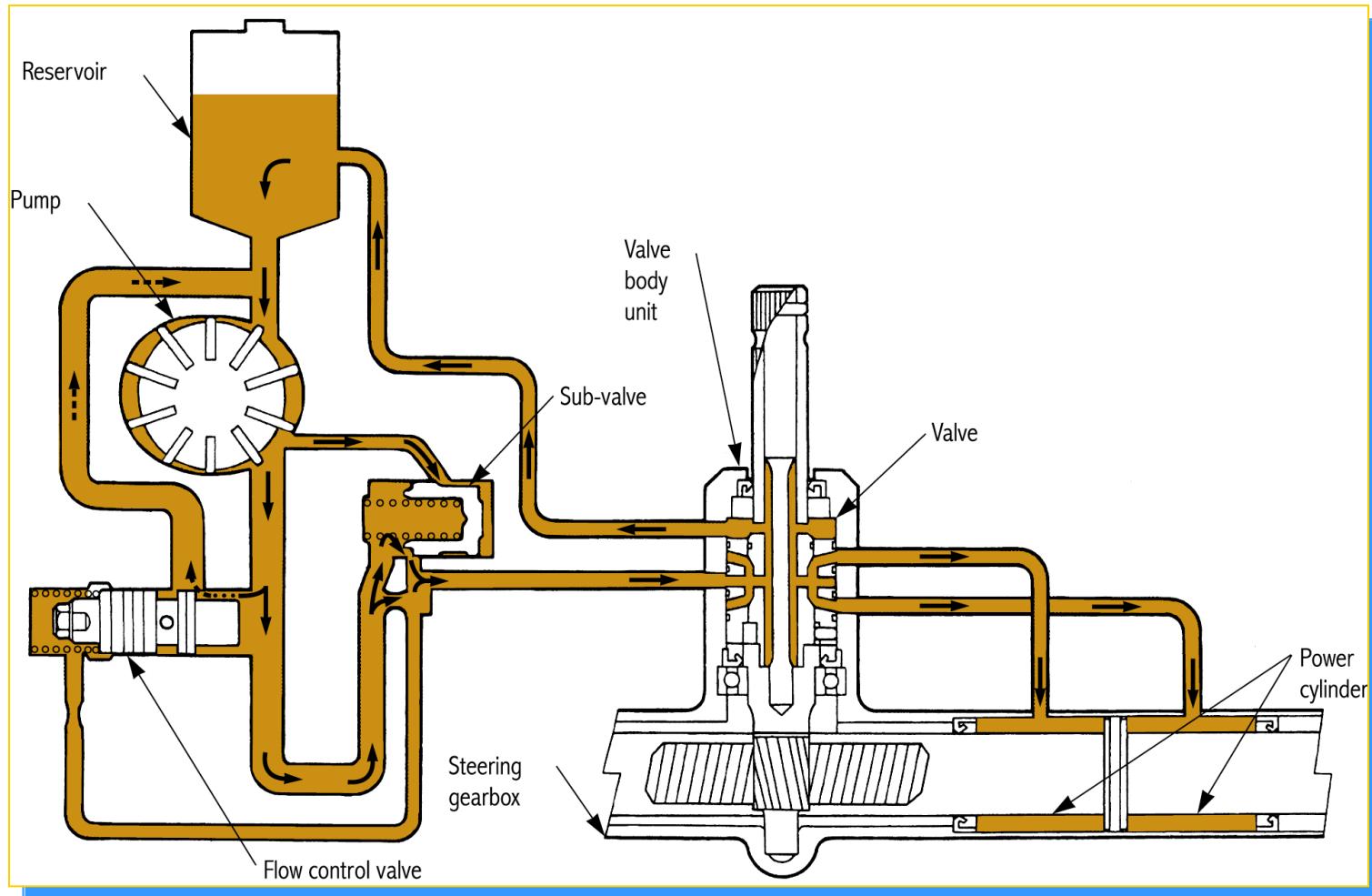


Quay phải

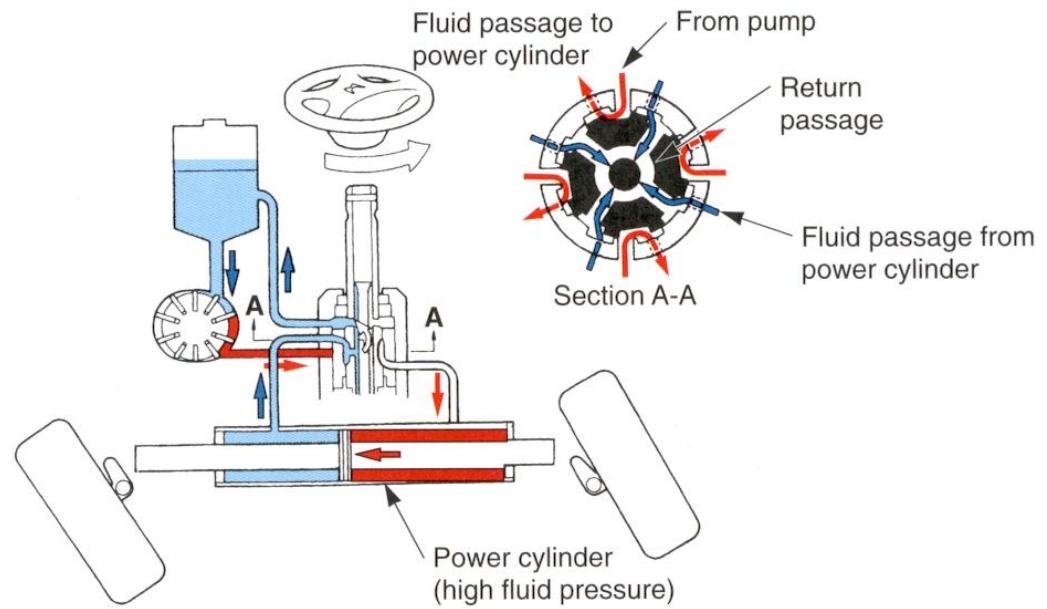
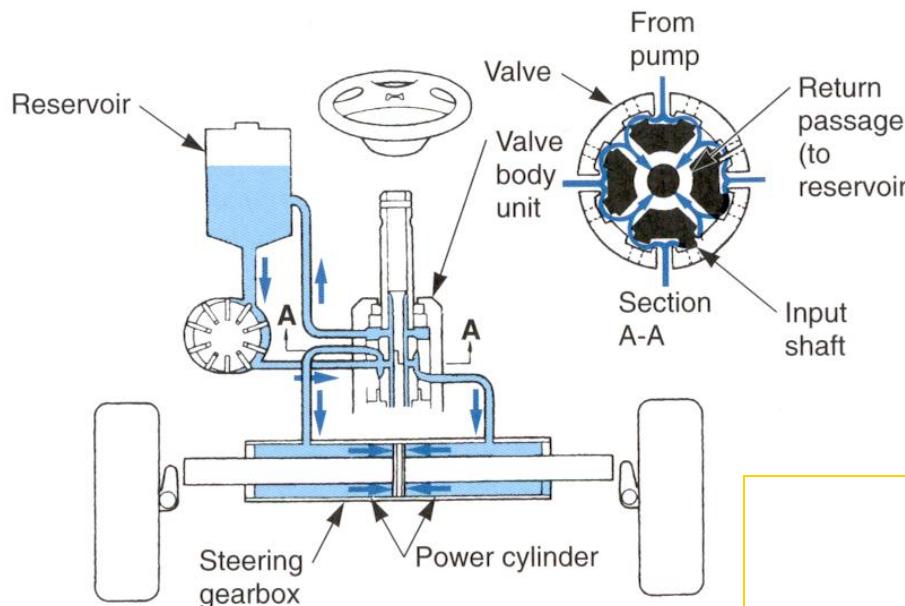


6.1 Hydraulic Power Steering

b) Rack-and-pinion system

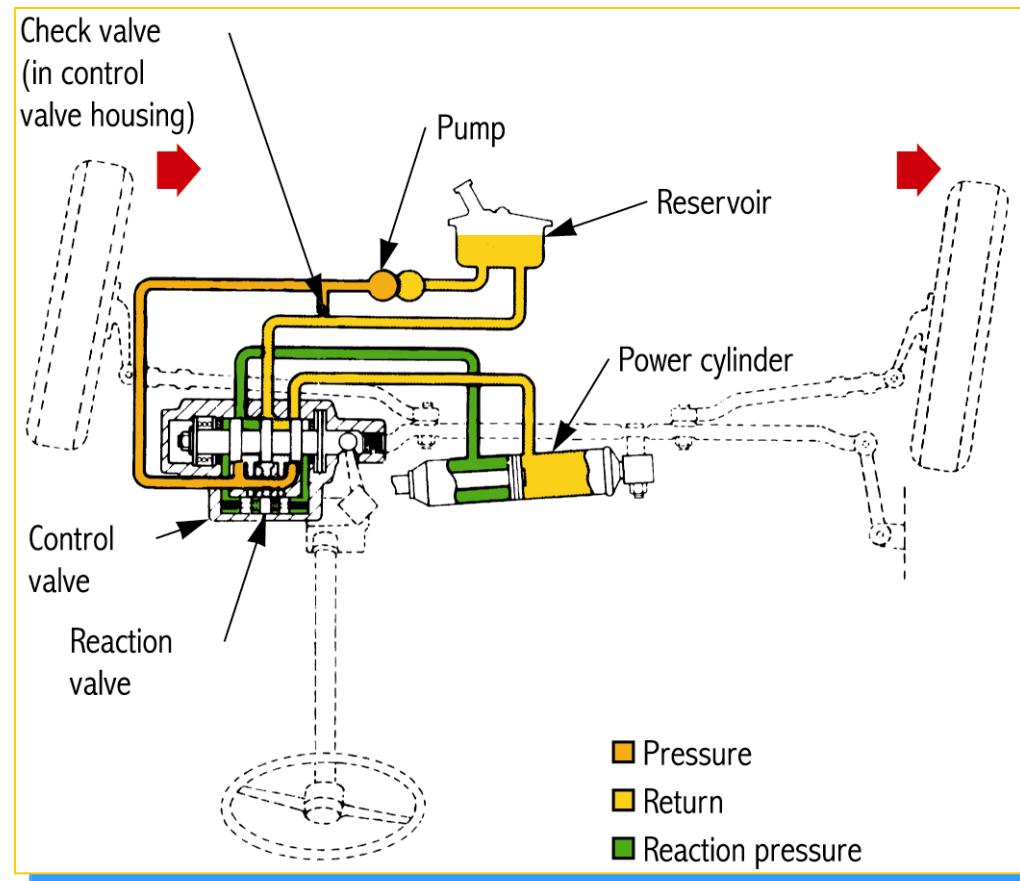


6.1 Hydraulic Power Steering

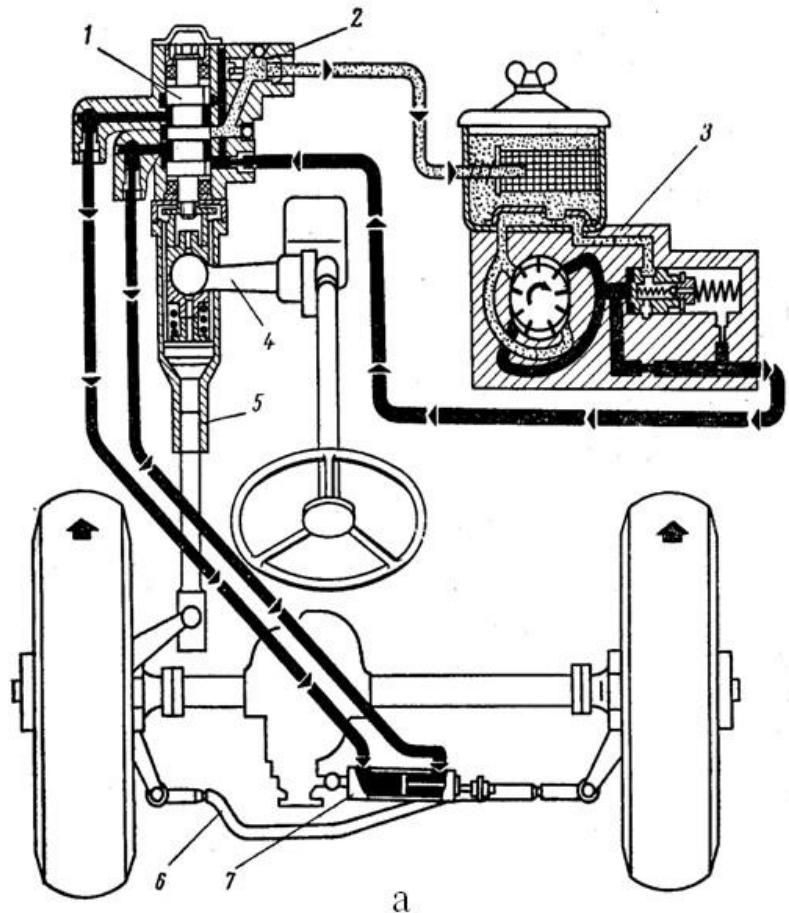


6.1 Hydraulic Power Steering

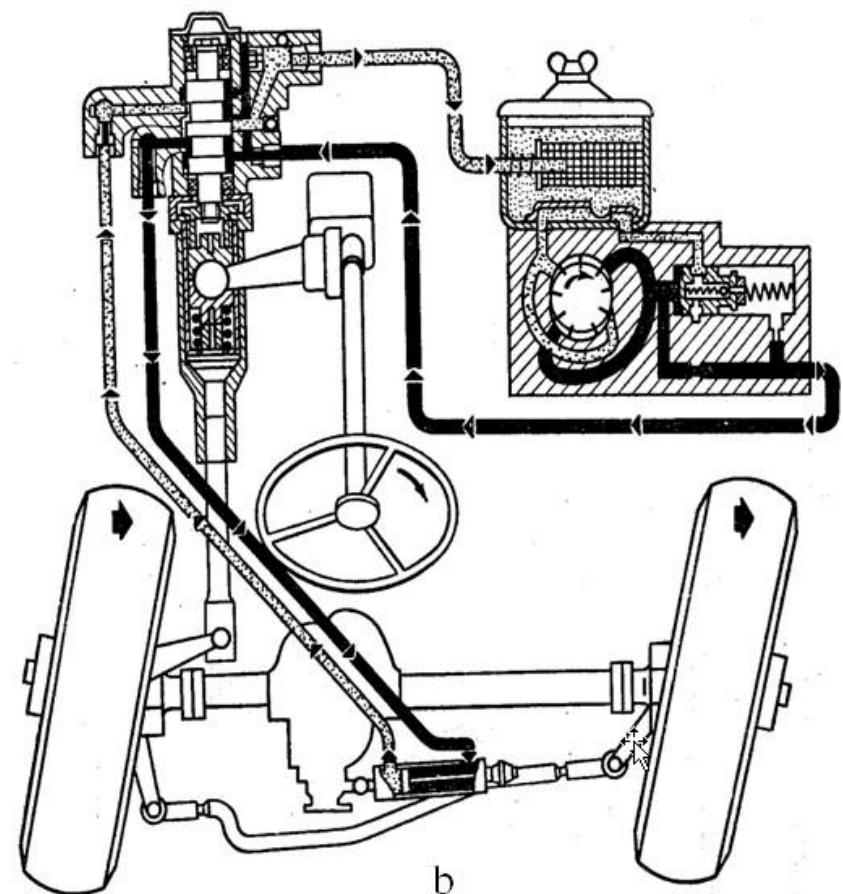
c) External cylinder power steering system



6.1 Hydraulic Power Steering

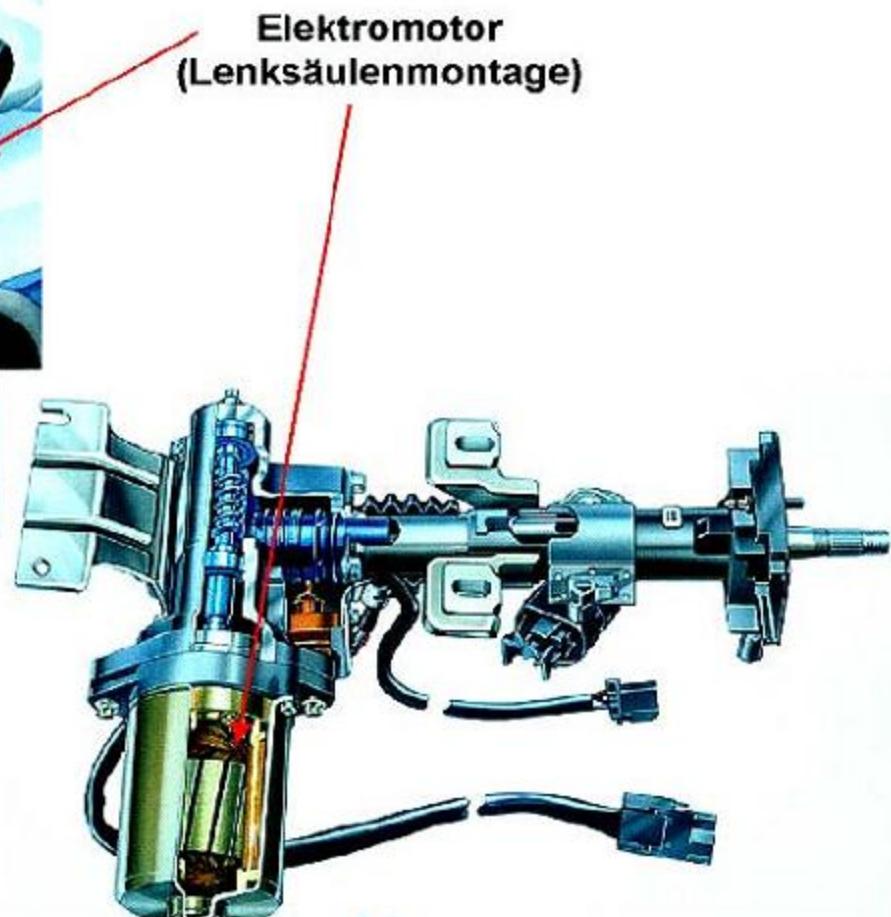
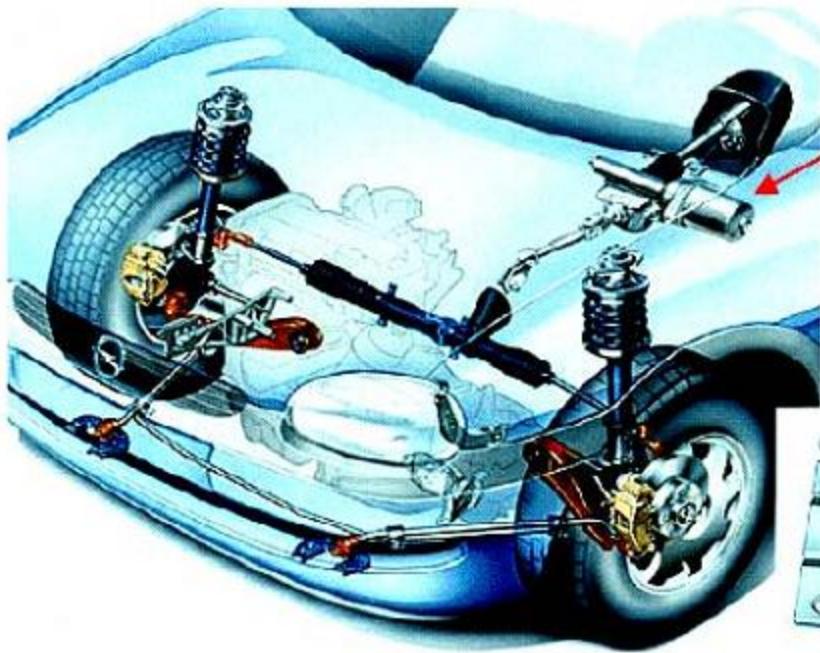


Đi thẳng



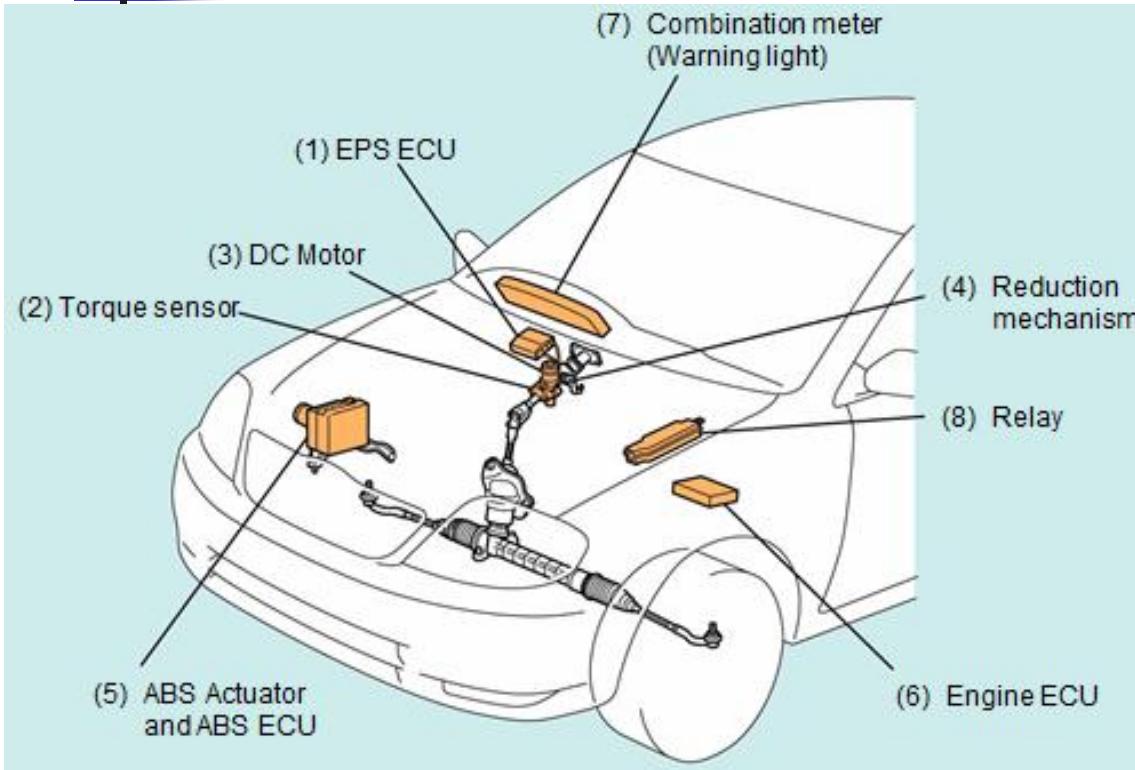
Quay sang trái

6.2 Electric Power Steering



Electric Power Steering

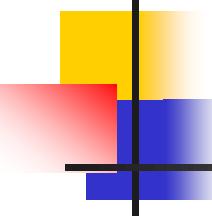
6.2 Electric Power Steering



Construction & Operation

- (1) EPS ECU
- (2) Torque sensor
- (3) DC motor & Reduction mechanism
- (4) ABS ECU Vehicle speed signal is outputted to EPS ECU
- (5) Engine ECU
- (6) Combination meter
- (7) Relay: Supplies power to DC motor and EPS ECU.

EPS (Electric Power Steering) generates the assist torque by the motor for steering operation and reduces the steering effort. Hydraulic power steering uses the power of the engine to generate the hydraulic pressure and obtain the assist torque. Since EPS uses a motor, it does not require the power of the engine and improves fuel economy.



6.2 Electric Power Steering



(1) EPS ECU

The EPS ECU receives signals from various sensors, judges the current vehicle condition, and determines the assist current to be applied to the DC motor accordingly.

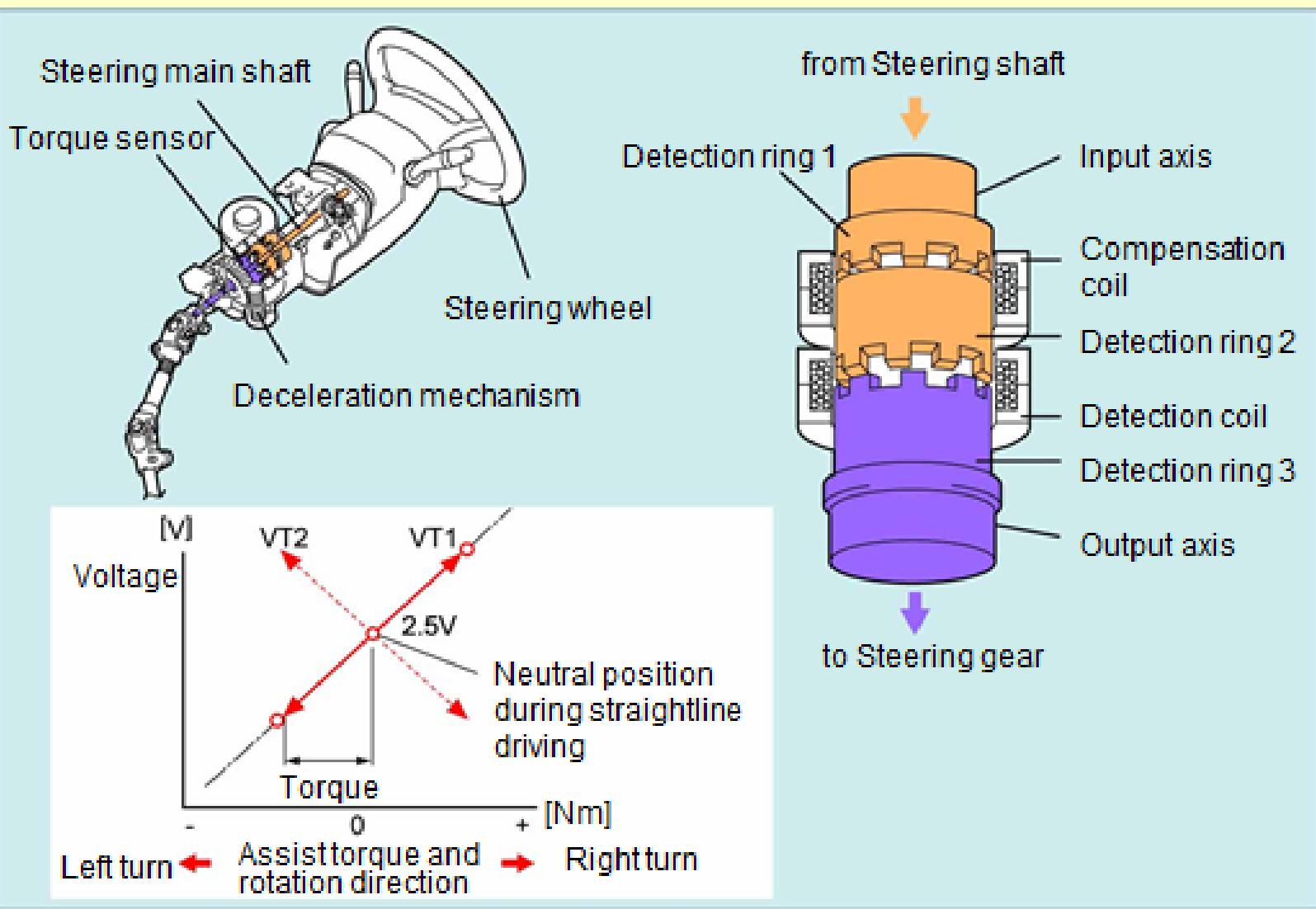
(2) Torque sensor

When the driver operates the steering wheel, the steering torque is applied to the torque sensor input shaft via the steering main shaft.

Detection rings 1 and 2 are positioned on the input shaft (steering wheel side) and detection ring 3 is positioned on the output shaft (steering gear side). The input shaft and output shaft are connected via a torsion bar. Also, the detection rings have non-contact detection coils on their outer circumferences in order to form an excitation circuit. When the steering torque is generated, the torsion bar is twisted, generating a phase difference between detection rings 2 and 3. Based on this phase difference, a signal proportional to the input torque is output to the ECU.

Based on this signal, the ECU calculates the motor assist torque for the vehicle speed and drives the motor.

6.2 Electric Power Steering



6.2 Electric Power Steering

The DC motor consists of the rotor, stator, and motor shaft.

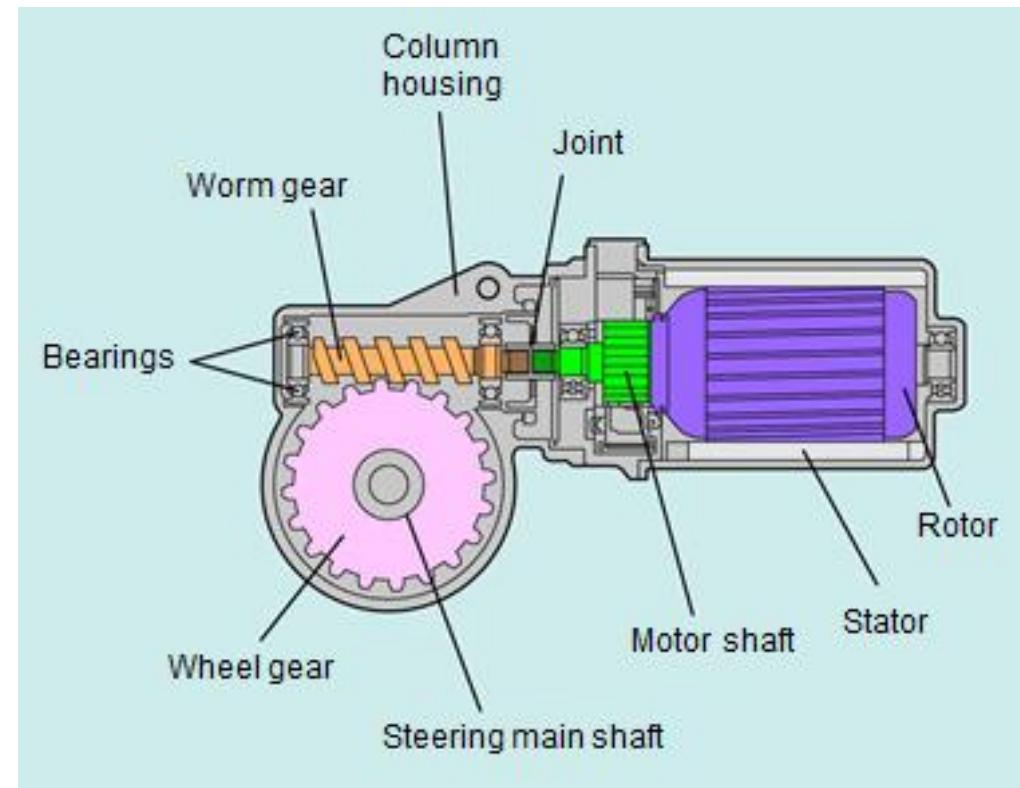
The reduction mechanism consists of a worm gear and a wheel gear.

The torque that is generated by the rotor is transmitted to the reduction mechanism. Then, this torque is transmitted to the steering shaft.

The worm gear is supported by the bearings in order to reduce noise.

Even if the DC motor breaks down, the rotation of the steering main shaft and the reduction mechanism is not fixed therefore the steering wheel can be steered.

(3) DC motor & Reduction mechanism



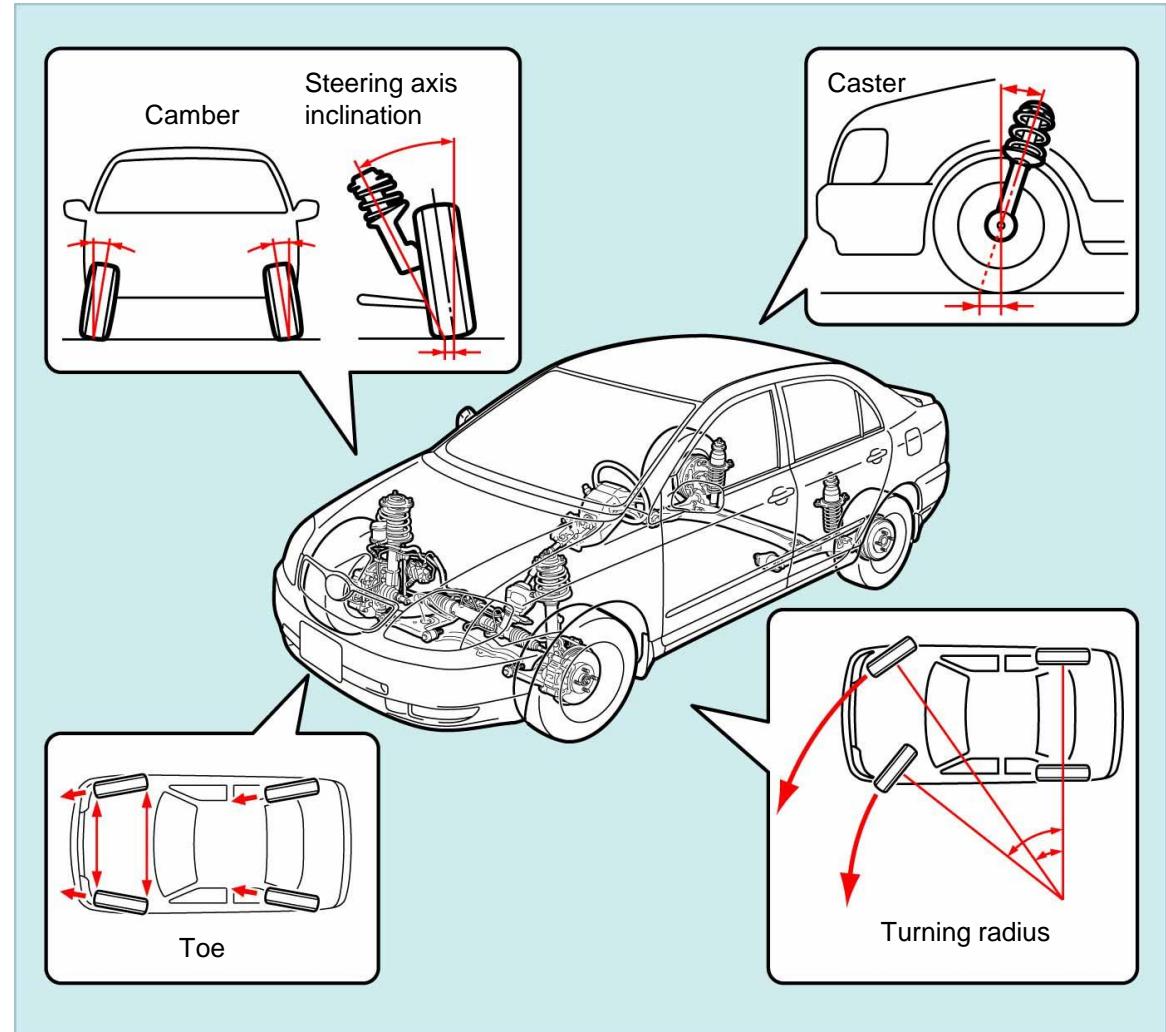
7. Wheel-Alignment Angles

The wheel alignment has the following five factors:

- Camber
- Caster
- Steering axis inclination (kingpin inclination)
- Toe (toe-angle, toe-in and toe-out)
- Turning radius (wheel angle, turning angle)

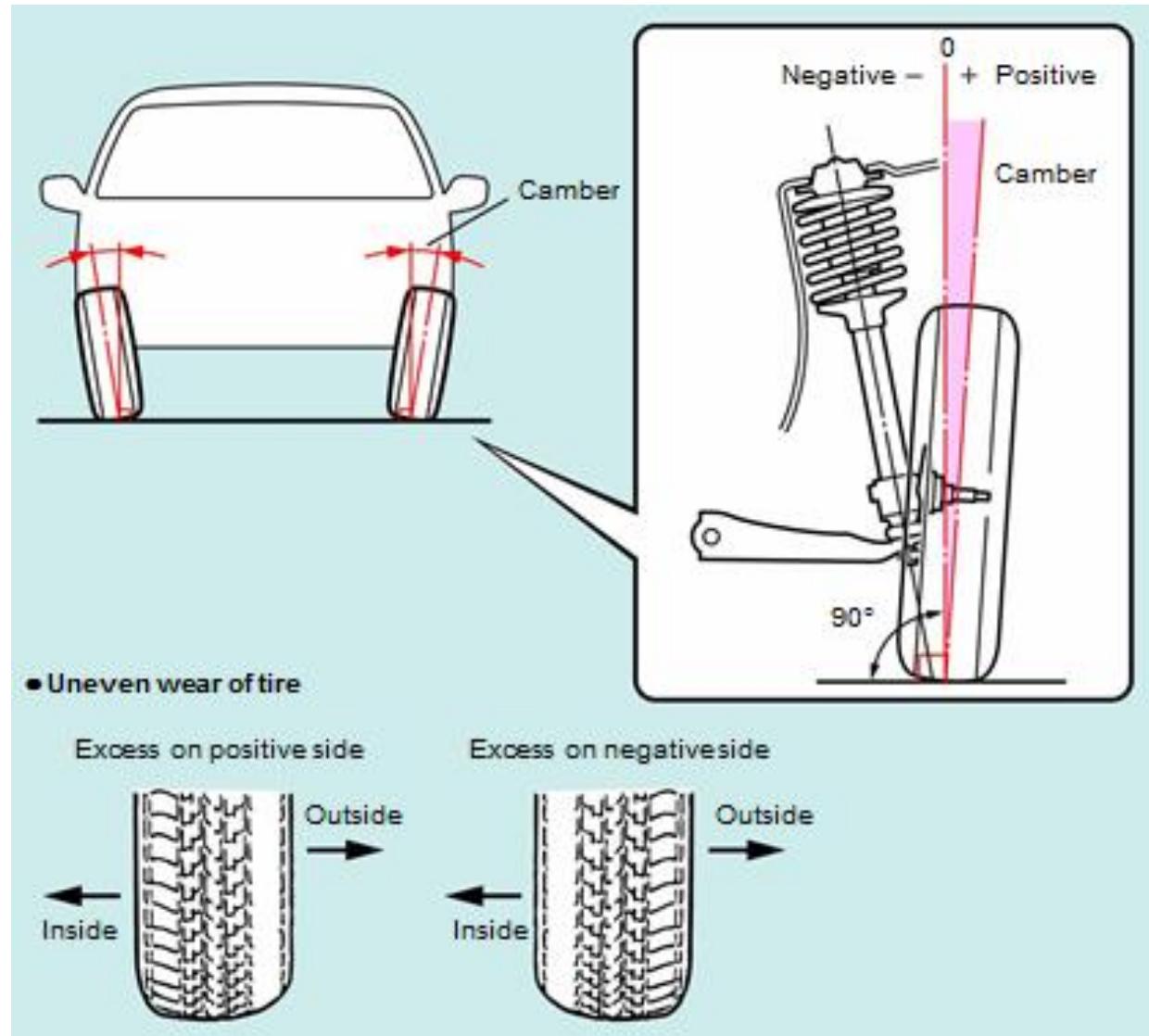
If even one of these elements is incorrect, the following problems can occur:

- Difficult steering
- Poor steering stability
- Poor recovery on curves
- Shortened tire life



7. Wheel-Alignment Angles

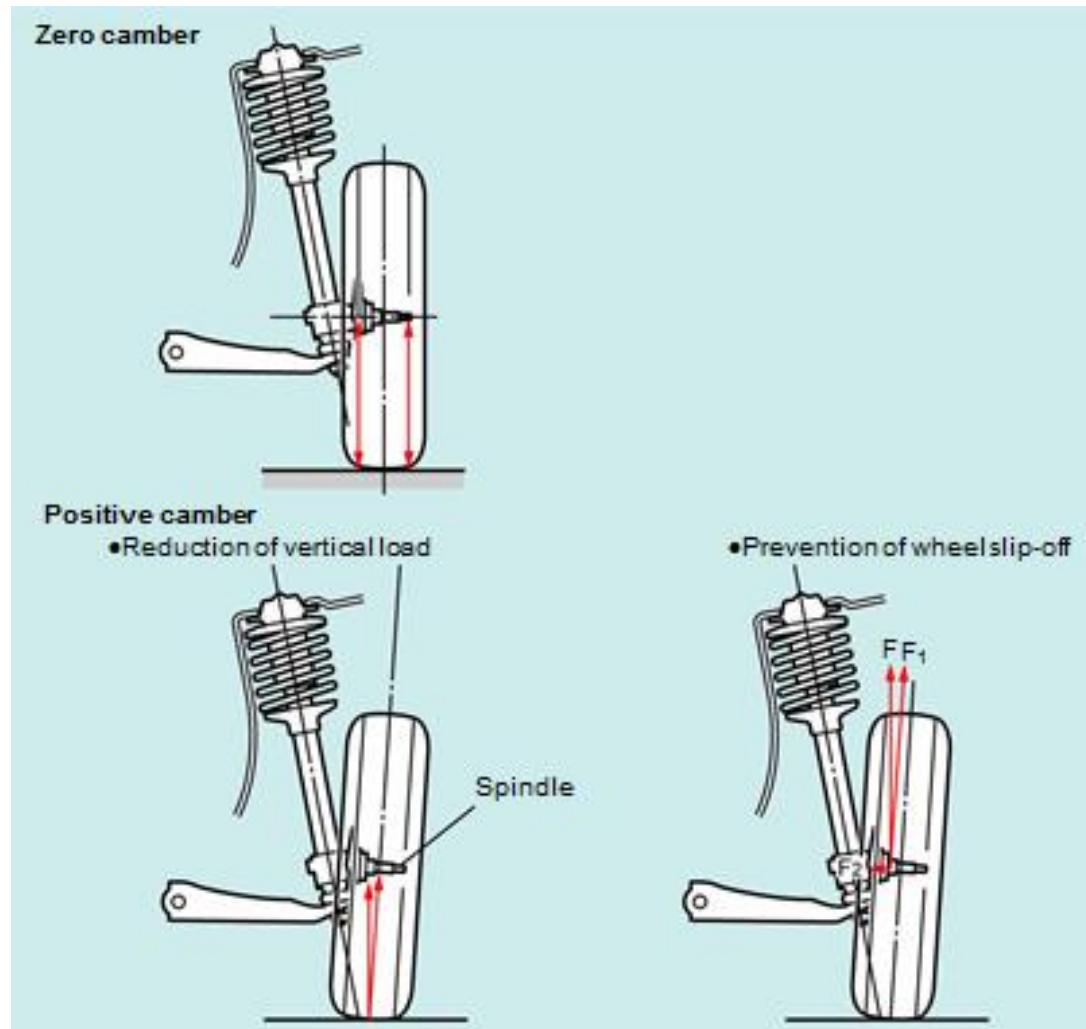
1. Camber



7. Wheel-Alignment Angles

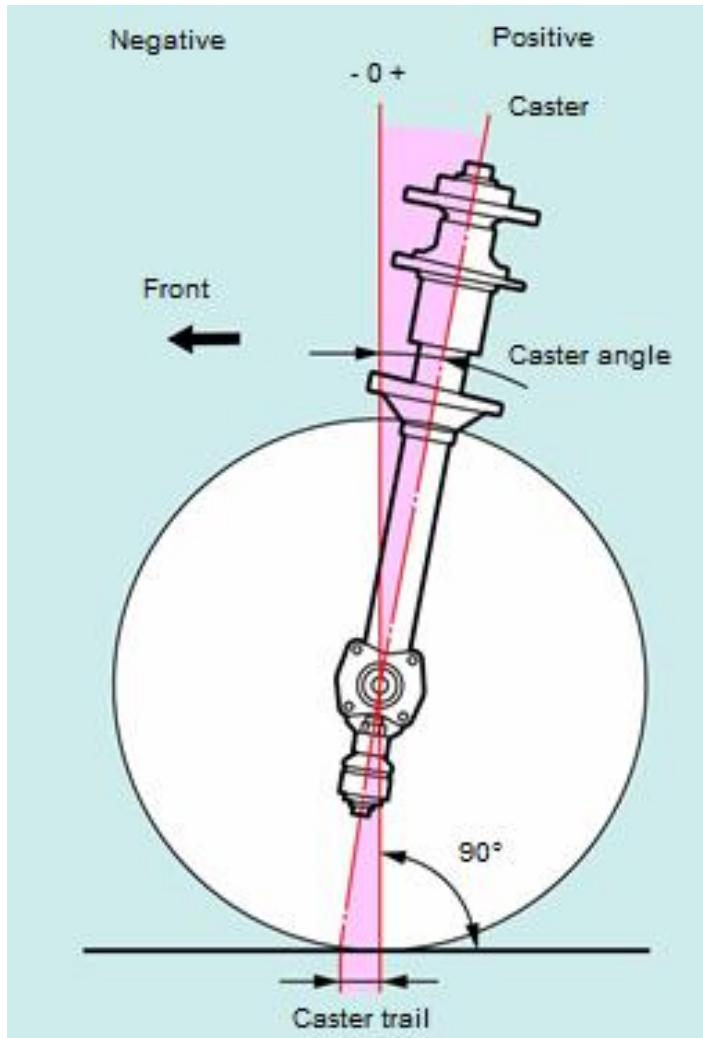
The roles of positive camber are as follows:

- Reduction of vertical load.
- Prevention of wheel slip-off.
- Prevention of undesirable negative camber due to road.
- Reduction of steering effort.



7. Wheel-Alignment Angles

2. Caster



Caster is the forward or backward tilt of the steering axis. Caster is measured in degrees from the steering axis to vertical as viewed from the side.

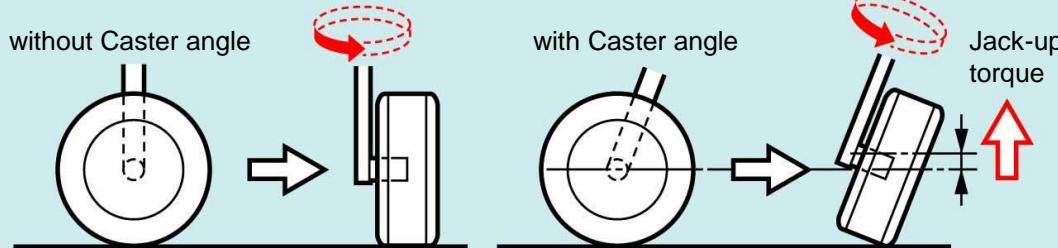
Backward tilt from the vertical line is called "**positive caster**", while forward tilt is called "**negative caster**".

The distance from the intersection of the steering axis centerline with the ground, to the center of the tire-to-road contact area is called "**caster trail**".

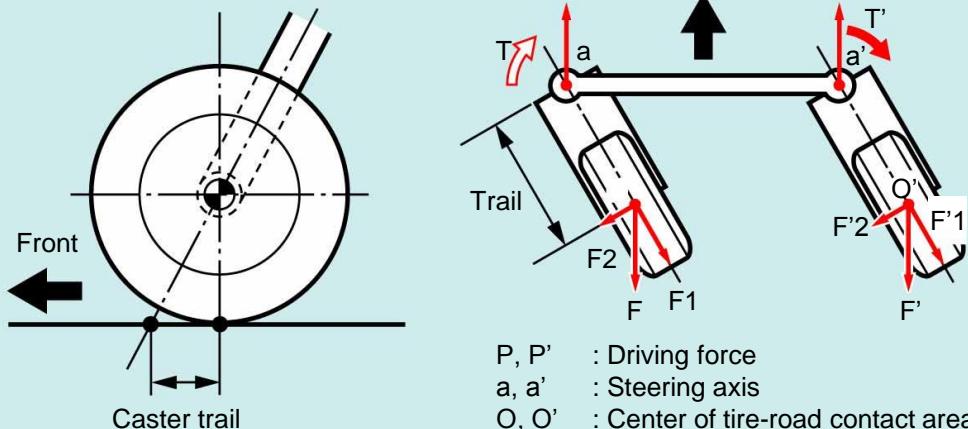
The caster angle affects the straight-line stability and the caster trail affects the wheel recovery after cornering.

7. Wheel-Alignment Angles

Straight-line stability due to caster angle



Wheel recovery due to caster trail



P, P' : Driving force
 a, a' : Steering axis
 O, O' : Center of tire-road contact area
 F, F' : Reactive force
 F_1, F_2 : Composite force F
 F'_1, F'_2 : Composite force F'
 T, T' : Recovery force

- Straight-line stability due to caster angle

When the steering axis rotates, during cornering, if the wheels have caster angle, the tires are inclined relative to the ground and jack-up torque is generated that attempts to lift the vehicle body as in the figure.

This jack-up torque functions as a recovery force that attempts to return the vehicle body to the horizontal and maintains the straight-line stability of the vehicle.

- Wheel recovery due to caster trail

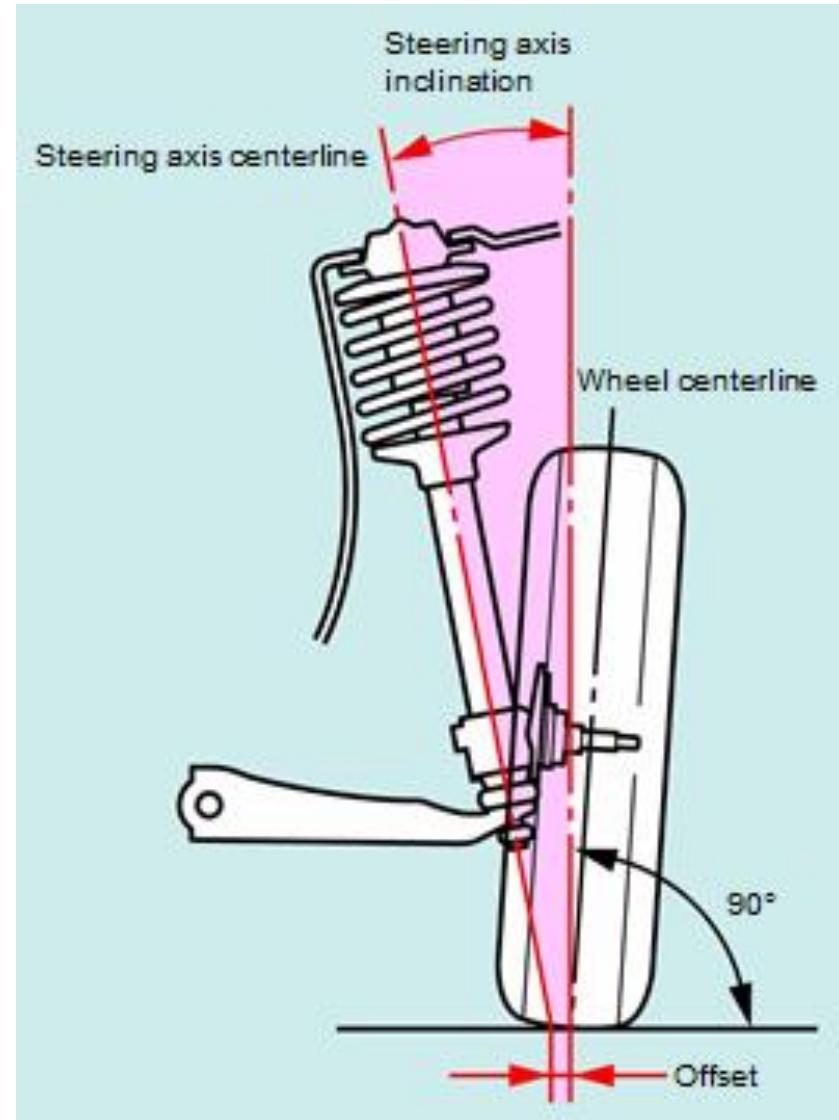
7. Wheel-Alignment Angles

3. Kingpin

The axis around which the wheel rotates as it turns to the right or left is called the "**steering axis**". This axis is found by drawing an imaginary line between the top of the shock absorber's upper support bearing and the lower suspension arm ball joint (in the case of strut type suspensions).

This line is tilted inward as viewed from the front of the car and is called "**steering axis inclination**" (S.A.I) or "**kingpin angle**". This angle is measured in degrees.

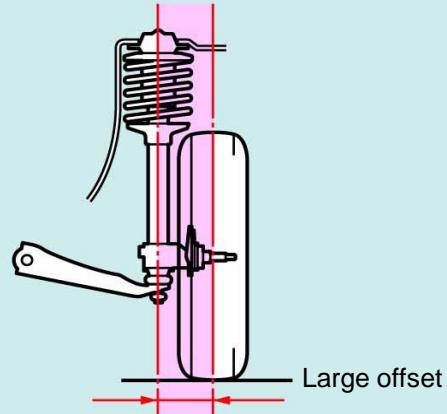
Furthermore, the distance "L" from the intersection of the steering axis with the ground to the intersection of the wheel centerline with the ground is called the "**offset**", "**kingpin offset**" or "**scrub radius**".



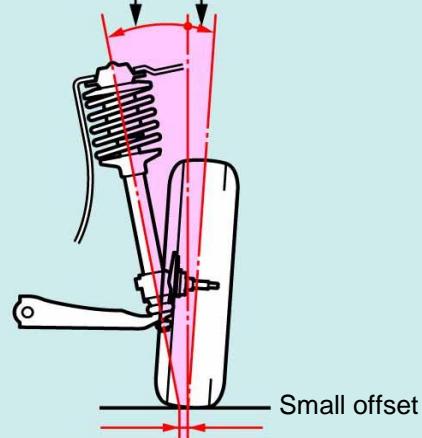
7. Wheel-Alignment Angles

1. Reduction of steering effort

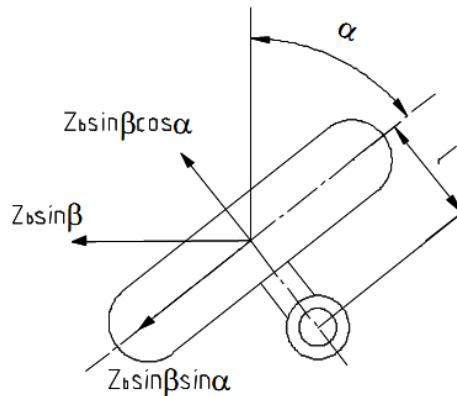
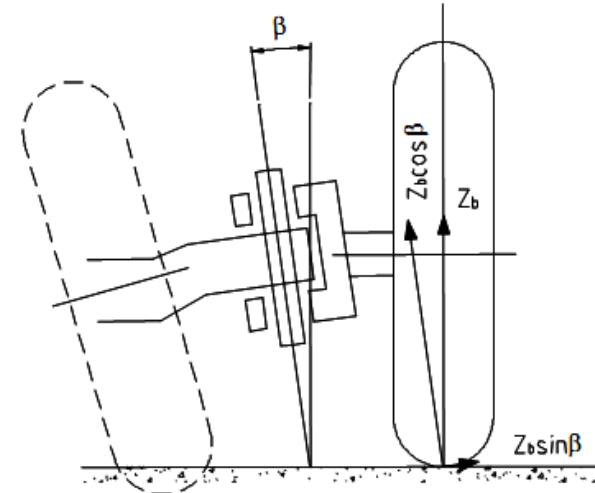
- Camber = zero
- Steering axis inclination = zero



Steering axis inclination Positive camber



1. Reduction of steering effort

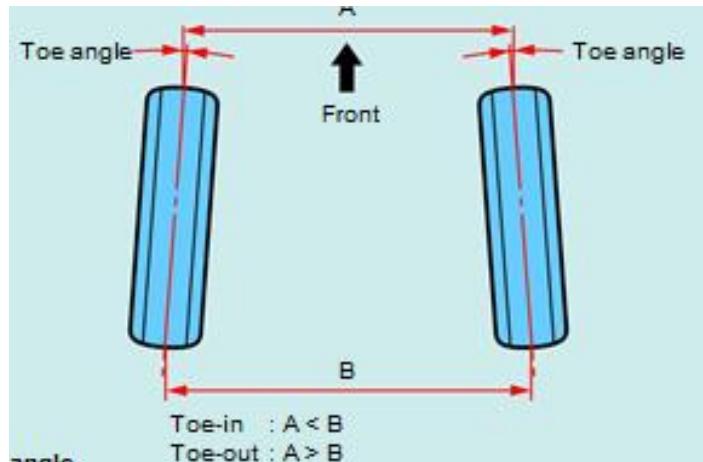


2. Improvement straight-line stability

7. Wheel-Alignment Angles



4. Toe

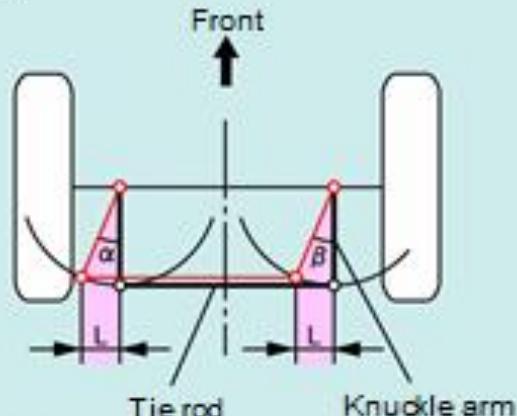
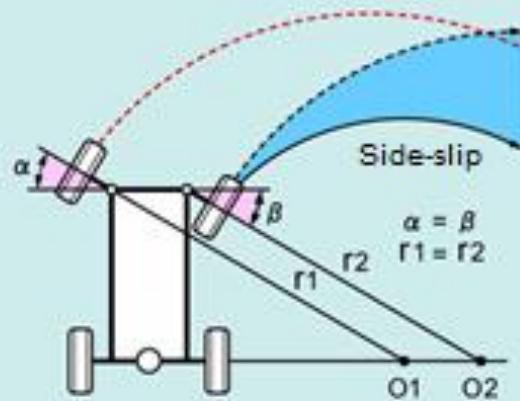


Toe is the inclination of the wheel front and rear as seen from above the vehicle. The wheel installation angle is called the toe angle. When the front of the wheels are closer than the rear of the wheels, this is called "**toe-in**". The opposite arrangement is called "toe-out".

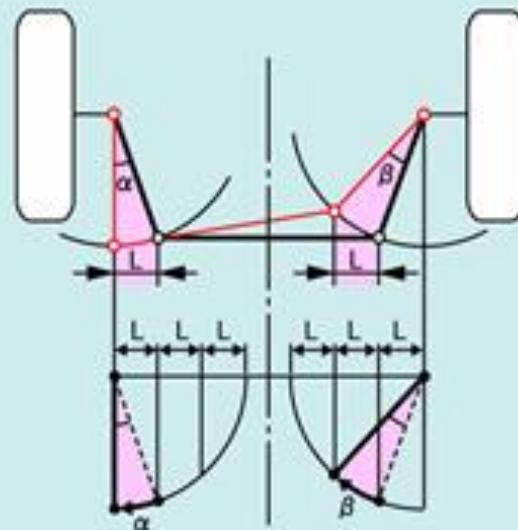
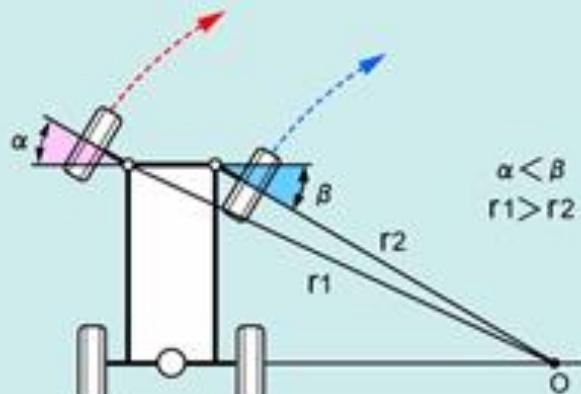
Conventionally, the primary purpose of toe angle has been to cancel out the **camber thrust** generated when camber is applied. Toe angle therefore prevented the front of the wheel from opening to the out side when toe-in was applied for positive camber..

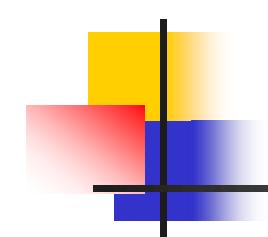
7. Wheel-Alignment Angles

When the rotational angle of left and right wheels is the same
(the knuckle arm is parallel to the vehicle centerline)



When adjusting the rotational angle of left and right wheels
(the knuckle arm inclined to the vehicle centerline)



A decorative graphic element in the top left corner consisting of overlapping colored squares (yellow, red, blue) and a black crosshair-like line.

END OF CHAPTER 8



Chapter 8

Suspension Design

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT
- 2020 -

Nội dung

- 1. Điều kiện làm việc**
- 2. Yêu cầu**
- 3. Chọn phương án thiết kế hệ thống treo**
- 4. Thiết kế bối trí chung hệ thống treo**
- 5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo**

1. Điều kiện làm việc

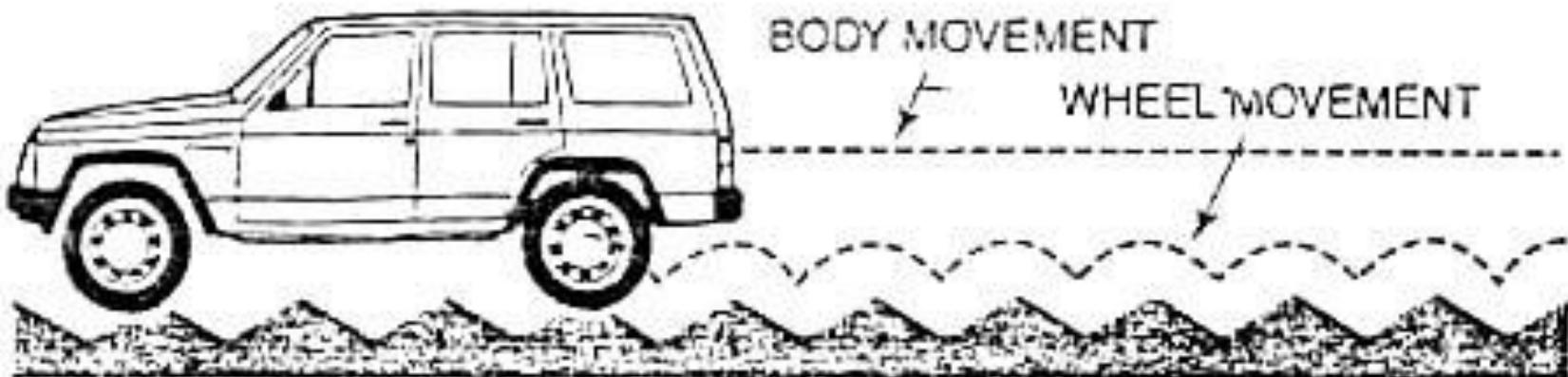
- + Hệ thống treo đảm bảo êm dịu cho xe khi chuyển động.
- + Chịu tải trọng từ khung xe truyền xuống và từ mặt đường truyền lên:

Phương đứng: $Z_{bx} \cdot K_d$, với tải trọng động $K_d = 2.5 \sim 4.0$

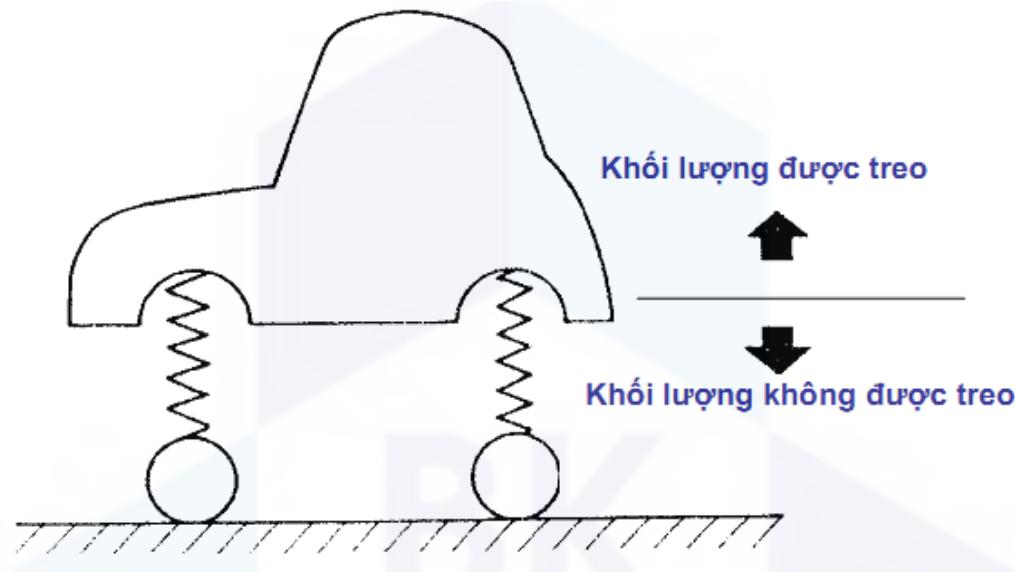
Phương dọc: Lực kéo P_k , lực phanh $P_p \rightarrow Z_{bx} \cdot \phi$

Phương ngang: $P_{ng} = Z_{bx} \cdot \phi_{ng}$

Chủ yếu bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo chịu các tải này.



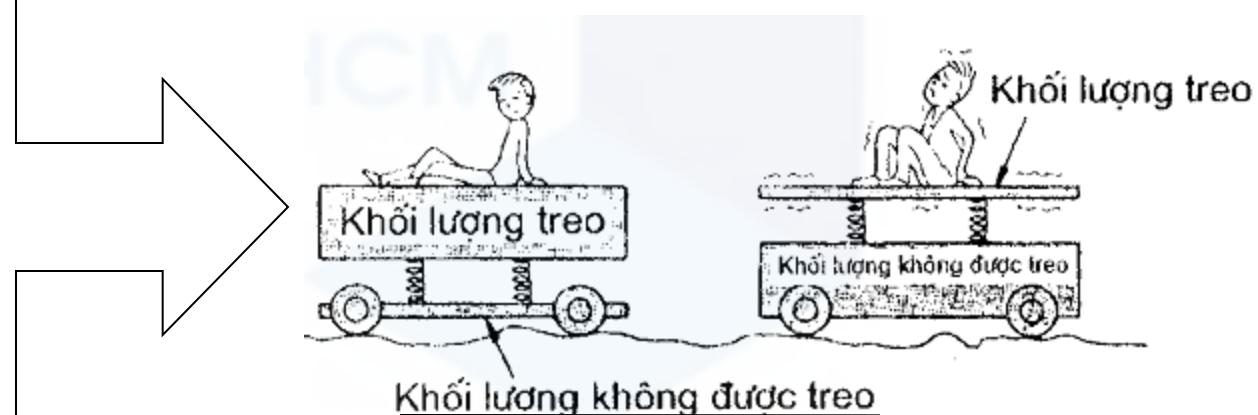
1. Điều kiện làm việc



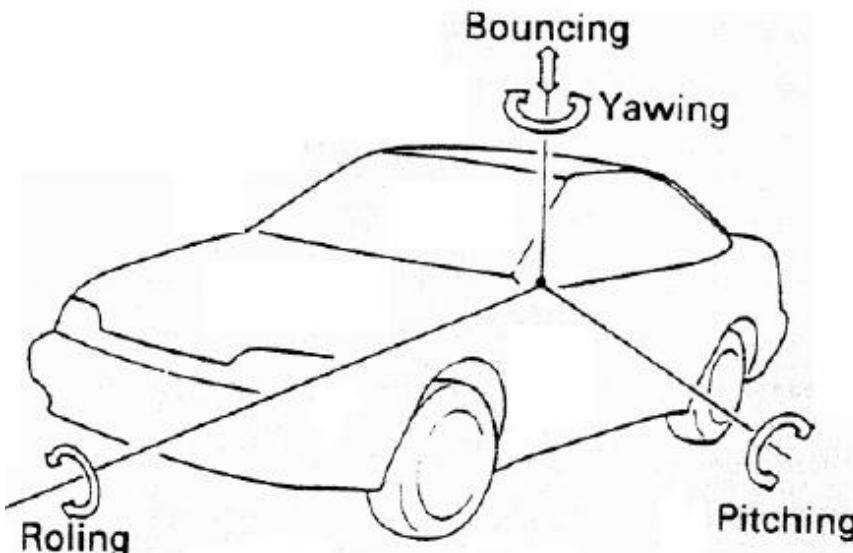
YÊU CẦU :

$G_{treo \ max}$

$G_{không \ treo \ min}$

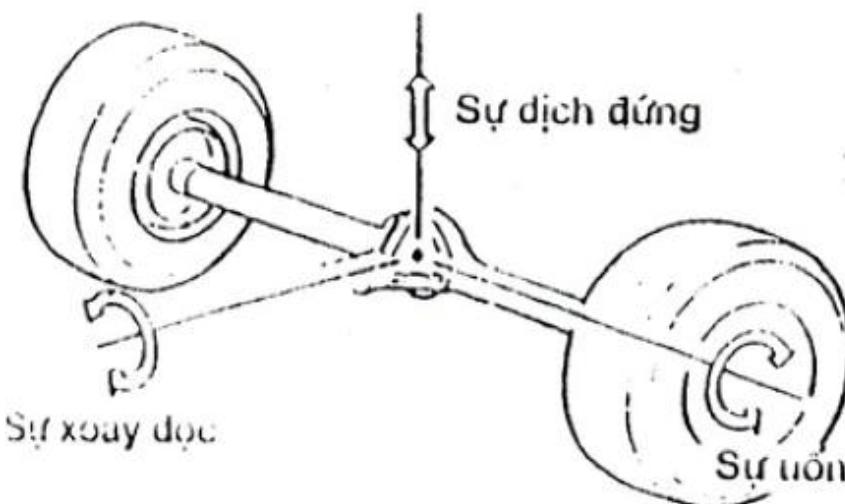


1. Điều kiện làm việc



Phần được treo:

- Xóc nảy (bouncing)
- Lắc dọc (pitching)
- Lắc ngang (rolling)
- Xoay đứng (yawing)



Phần không được treo:

- Dịch đứng
- Xoay dọc
- Uốn

2. Yêu cầu của hệ thống treo

1. Yêu cầu kỹ thuật:

- Độ êm dịu chuyển động → bảo đảm tần số dao động phù hợp của khối lượng được treo:

Xe du lịch: $n = 60 \sim 90$ lần /phút

Xe tải: $n = 90 \sim 120$ lần/phút

- Có độ võng động đủ để không sinh ra va đập lên các ụ đỡ.
- Có hệ số cản thích hợp để dập tắt dao động giữa vỏ xe và cầu xe.
- Khi quay vòng hoặc khi phanh thì thân xe không bị nghiêng quá mức cho phép.

2. Yêu cầu của hệ thống treo

2. Yêu cầu đặc trưng:

- Khi hoạt động, hệ thống treo phải bảo đảm không ảnh hưởng đến các hệ thống khác trên ô tô (phanh, lái) → Đảm bảo sự tương ứng giữa động học các bánh xe với động học của dẫn động lái.

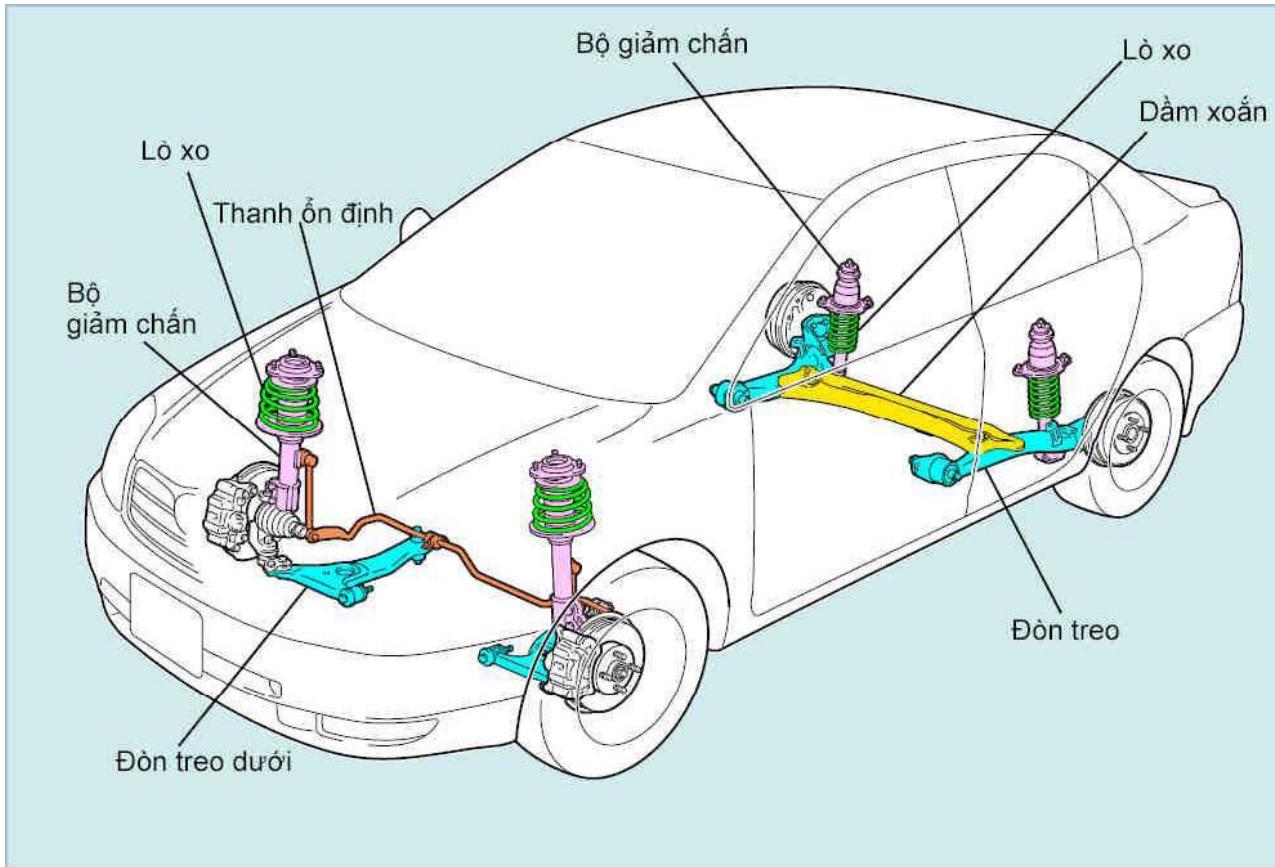
3. Yêu cầu chung: Đơn giản, đủ bền, giá thấp, công nghệ chế tạo, ...

3. Chọn phương án thiết kế

1. Chọn cụm:

Có ba cụm cơ bản

- **Bộ phận hướng:** Truyền moment, lực giữa hai phần treo và không được treo.
- **Bộ phận đòn hồi:** Giảm nhẹ tải trọng động lên khung, bảo đảm độ êm dịu.
- **Bộ phận giảm chấn:** Dập tắt các dao động.



3. Chọn phương án thiết kế

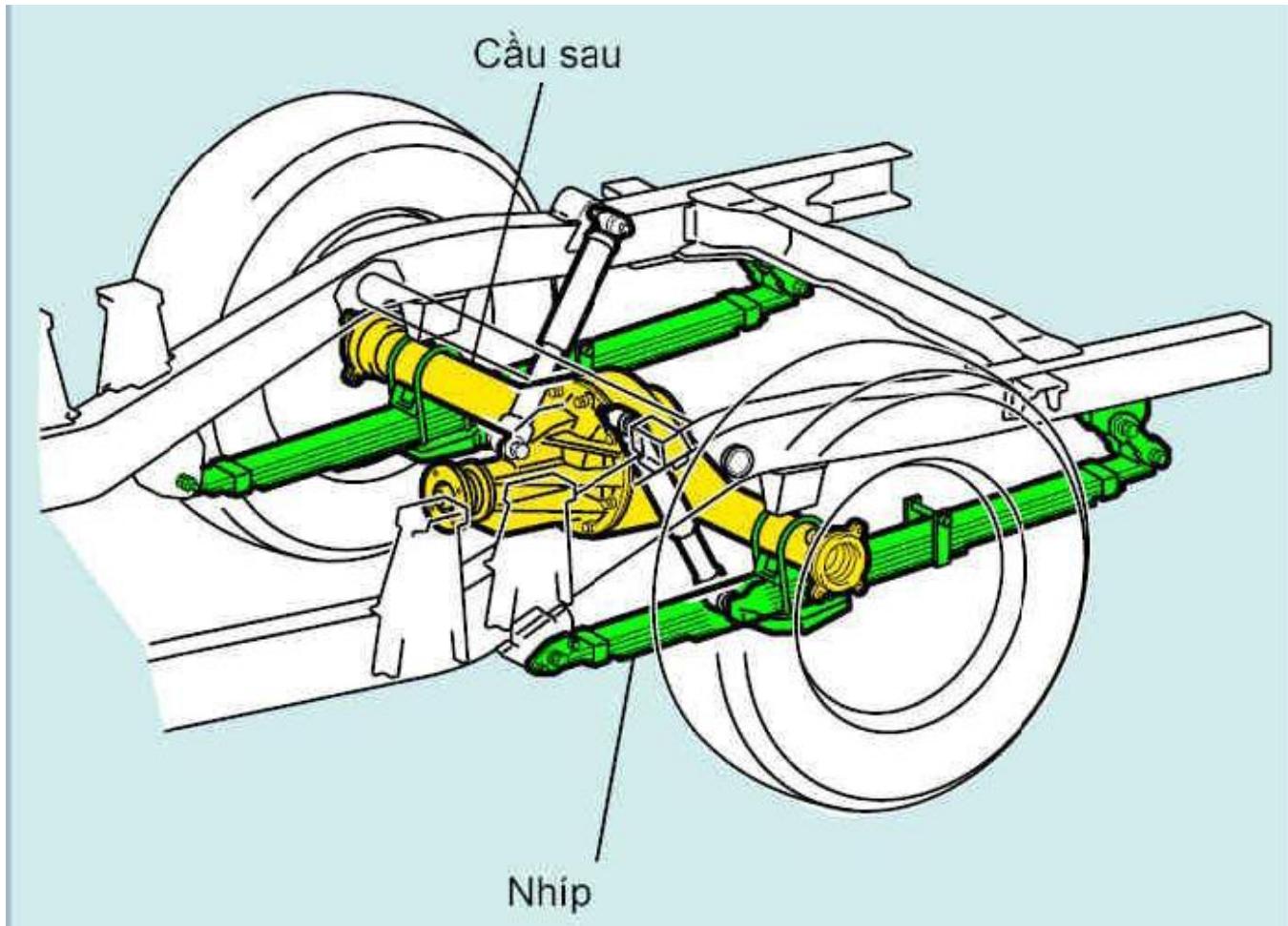
a) Bộ phận hướng:

- Kiểu nhíp (đòn đàn hồi)
- Kiểu đòn (cứng hoàn toàn)

Treo kiểu nhíp phù hợp cho mọi loại xe, nhất là xe tải trọng lớn.

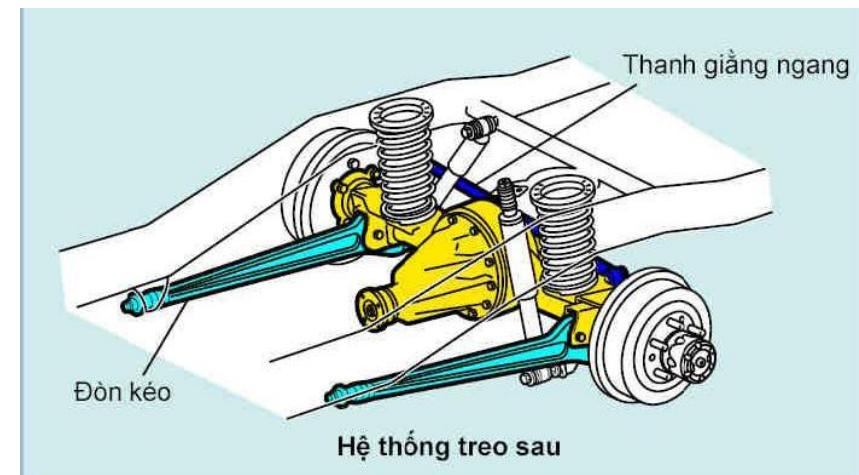
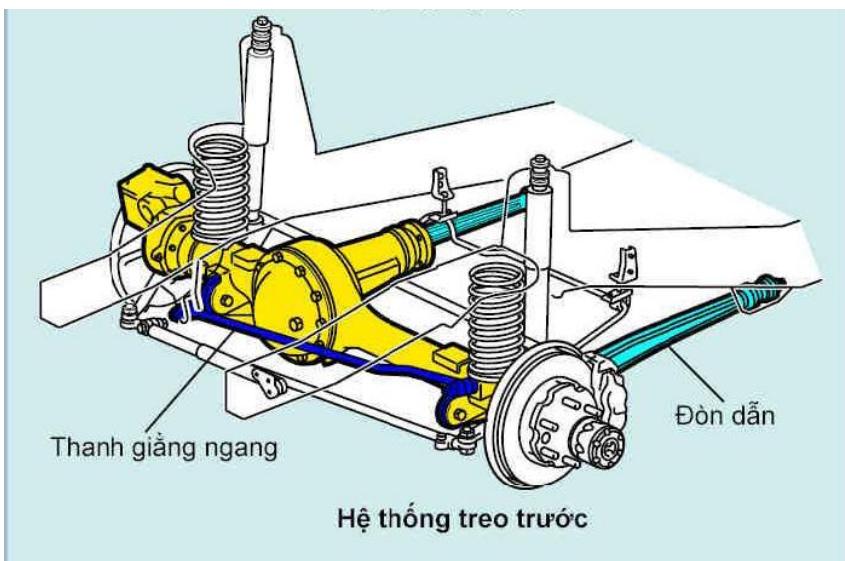
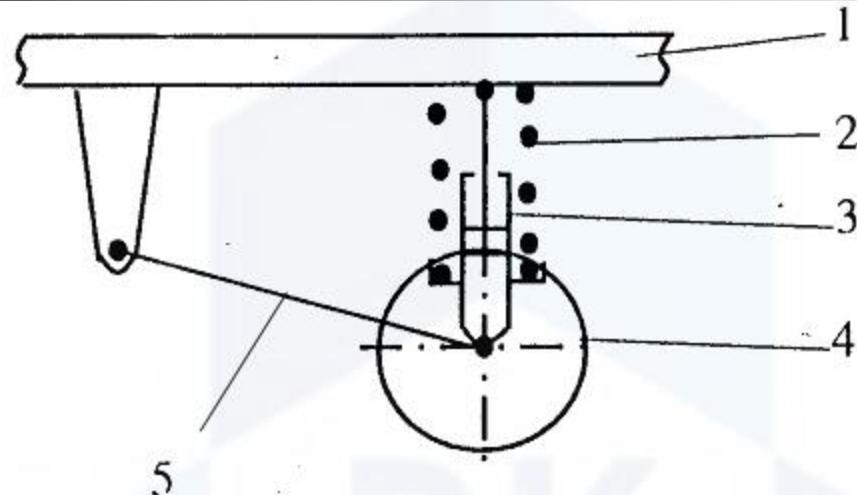
Khuyết: độ êm dịu không cao → chủ yếu cho xe không yêu cầu độ êm dịu cao.

3. Chọn phương án thiết kế



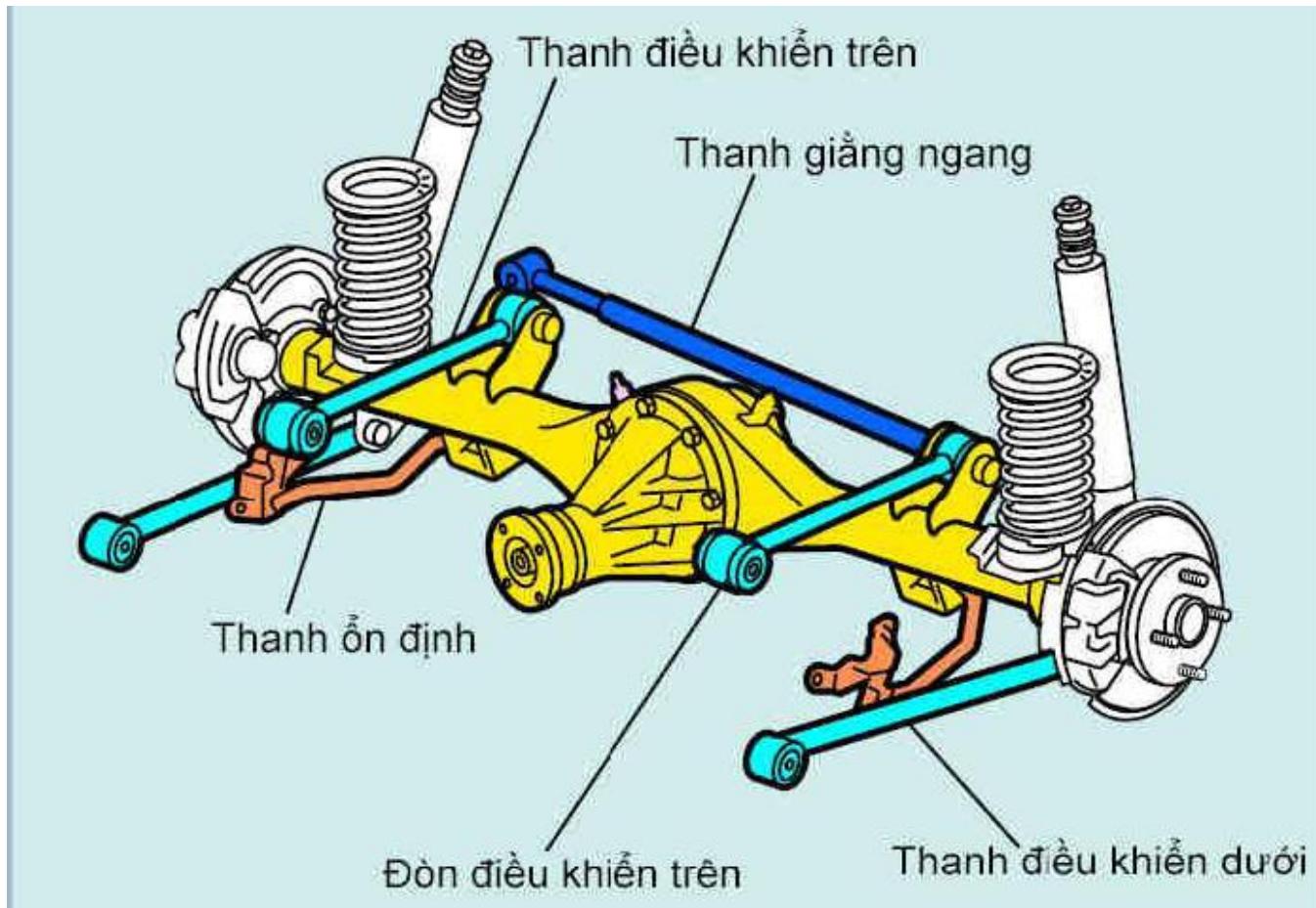
Kiểu nhíp

3. Chọn phương án thiết kế



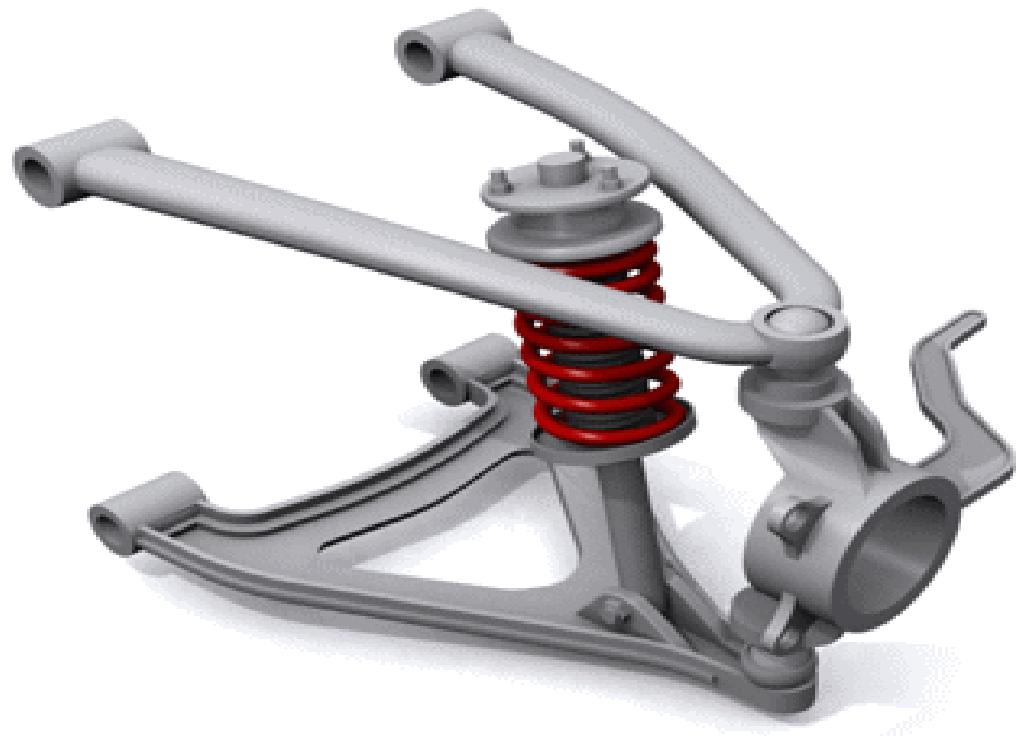
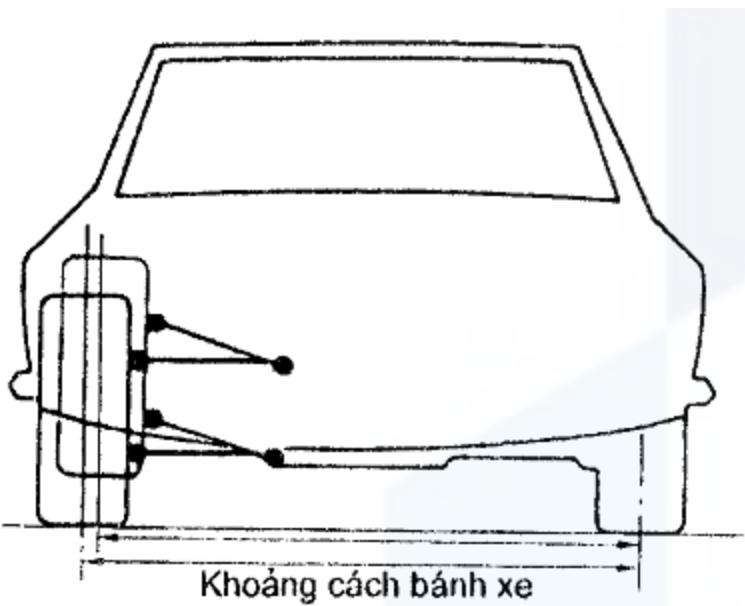
Kiểu đòn: Một đòn dọc

3. Chọn phương án thiết kế



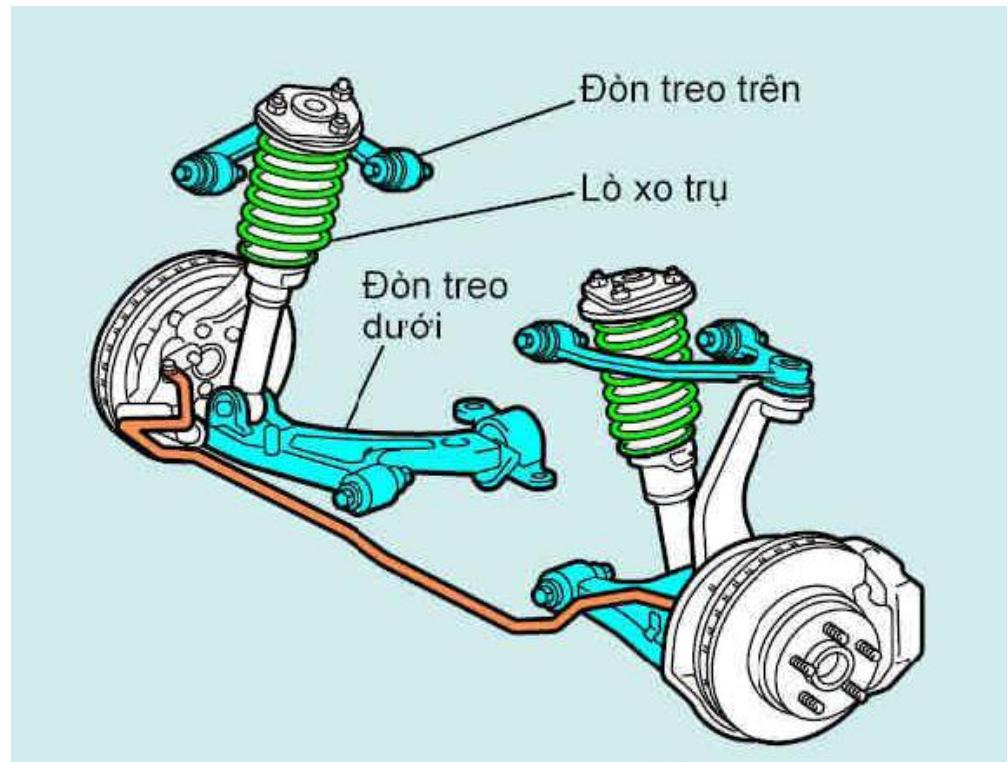
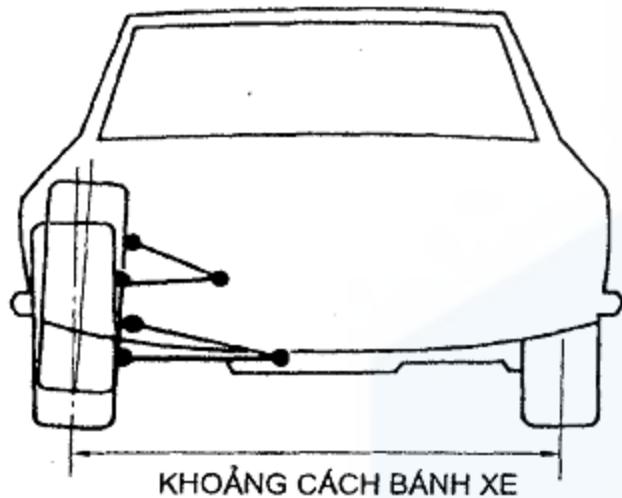
Kiểu đòn: Hai đòn dọc

3. Chọn phương án thiết kế



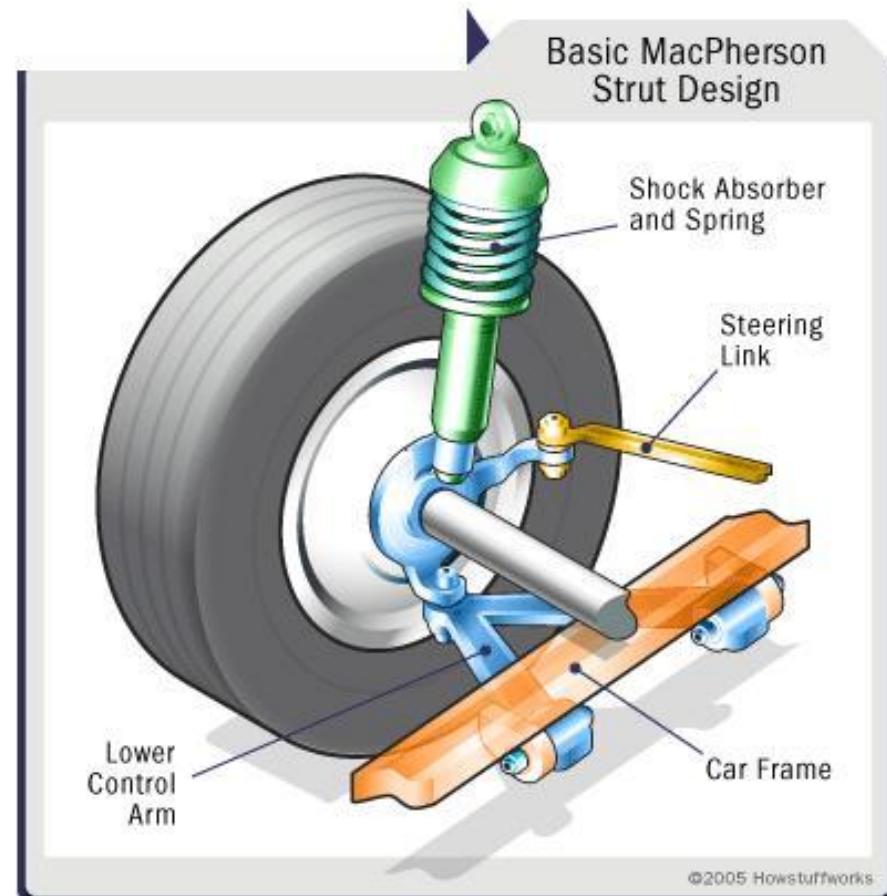
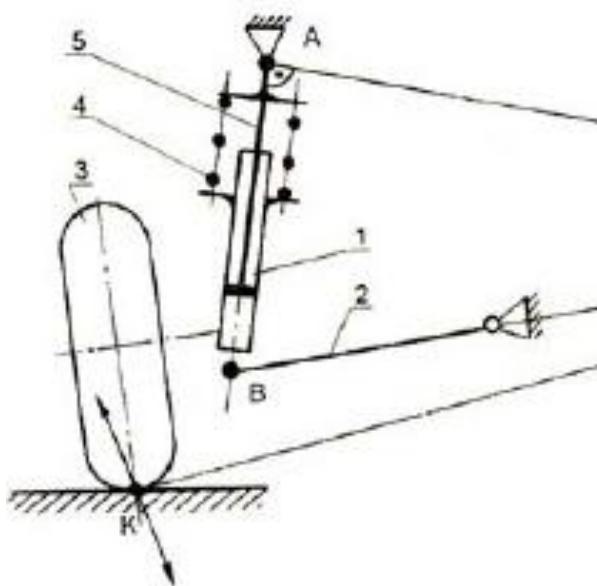
Kiểu đòn: Hai đòn ngang bằng nhau
(cơ cấu hình bình hành)

3. Chọn phương án thiết kế



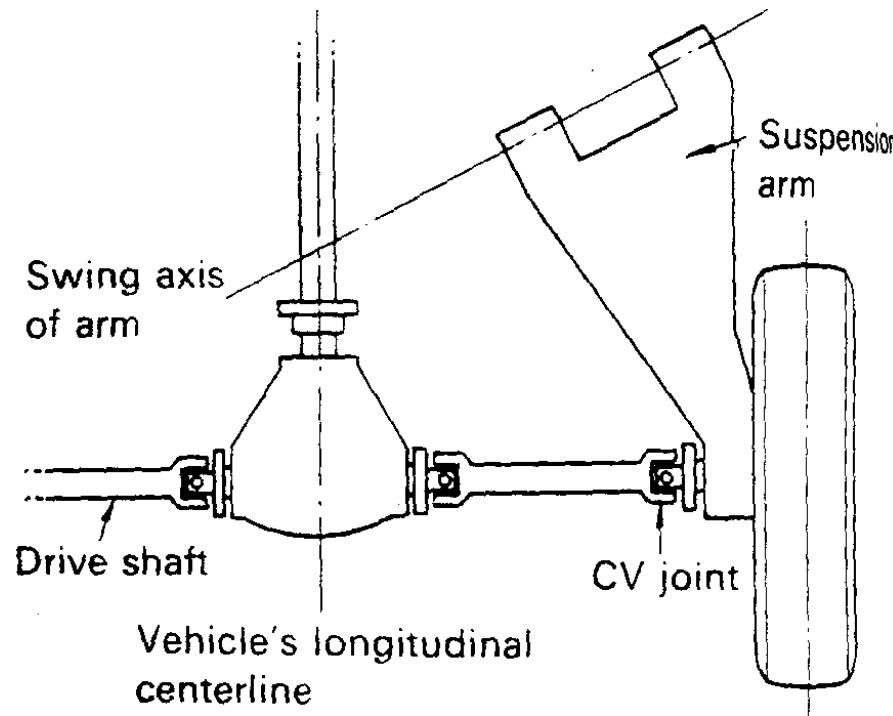
Kiểu đòn: Hai đòn ngang khác nhau
(cơ cấu hình thang)

3. Chọn phương án thiết kế



Kiểu McPherson
(một đòn ngang)

3. Chọn phương án thiết kế



Kiểu đòn chéo

3. Chọn phương án thiết kế



b) Bộ phận đòn hồi:

- Bằng kim loại: nhíp, lò xo, thanh xoắn
- Bằng phi kim: cao su, khí nén.
- Kết hợp: kim loại & cao su

Nhíp có tác dụng của cả ba bộ phận: hướng, đòn hồi, giảm chấn nên tạo êm dịu không cao.

Lò xo: công nghệ chế tạo đơn giản nhưng bố trí khó, chiếm không gian trong xe.

Thanh xoắn: công nghệ chế tạo phức tạp nhưng dễ bố trí.

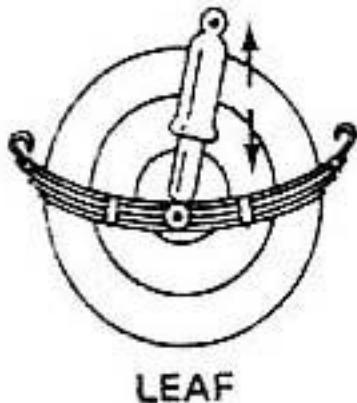
Cao su: chịu tải trọng nhỏ.

Khí nén: tải đặc biệt lớn, yêu cầu độ êm dịu cao, VD xe khách.

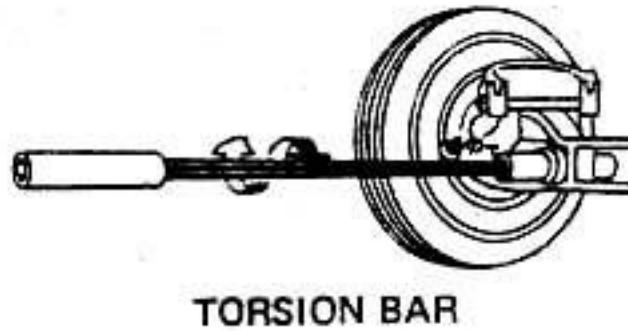
Đặc tính về dao động của kim loại là tuyến tính, của phi kim là phi tuyến.

3. Chọn phương án thiết kế

Nhíp lá



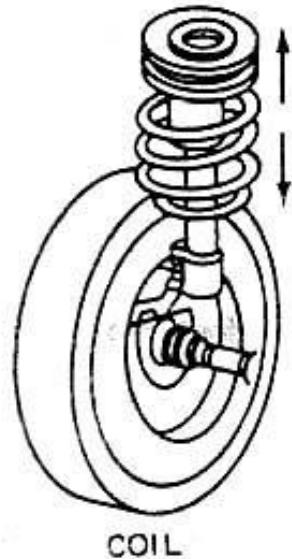
LEAF



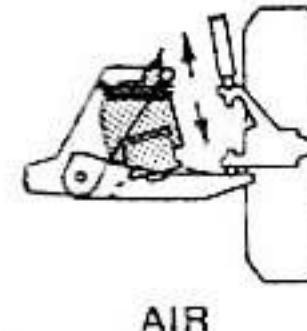
TORSION BAR

Thanh xoắn

Lò xo trụ



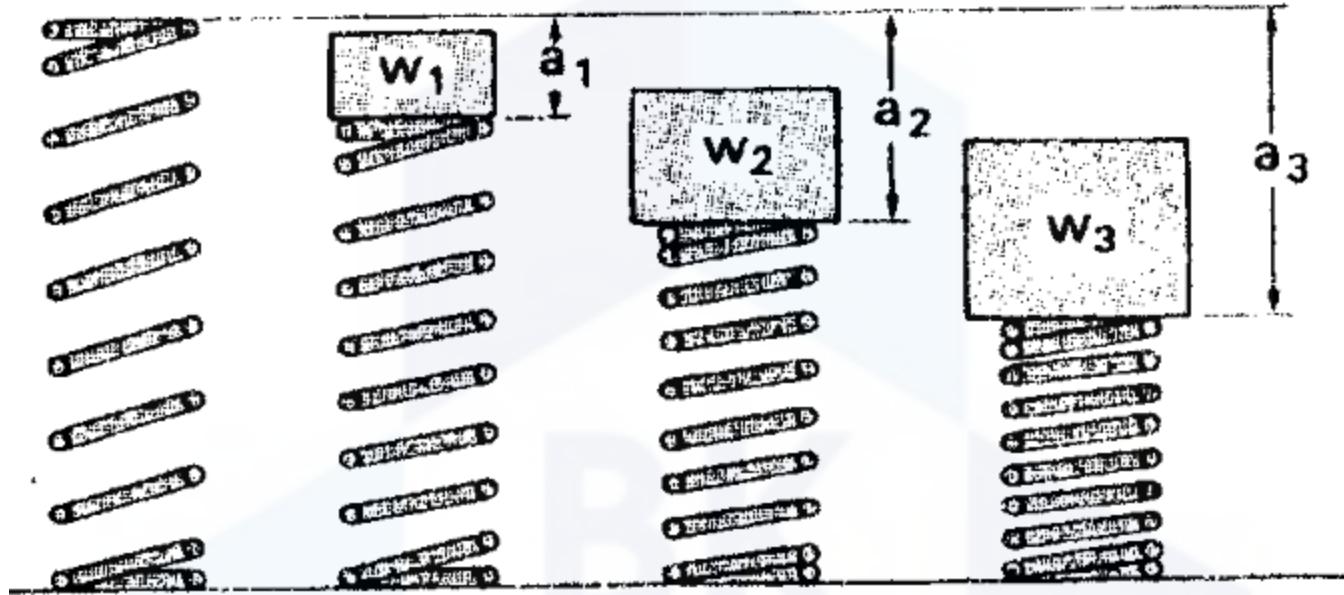
COIL



AIR

Đệm khí

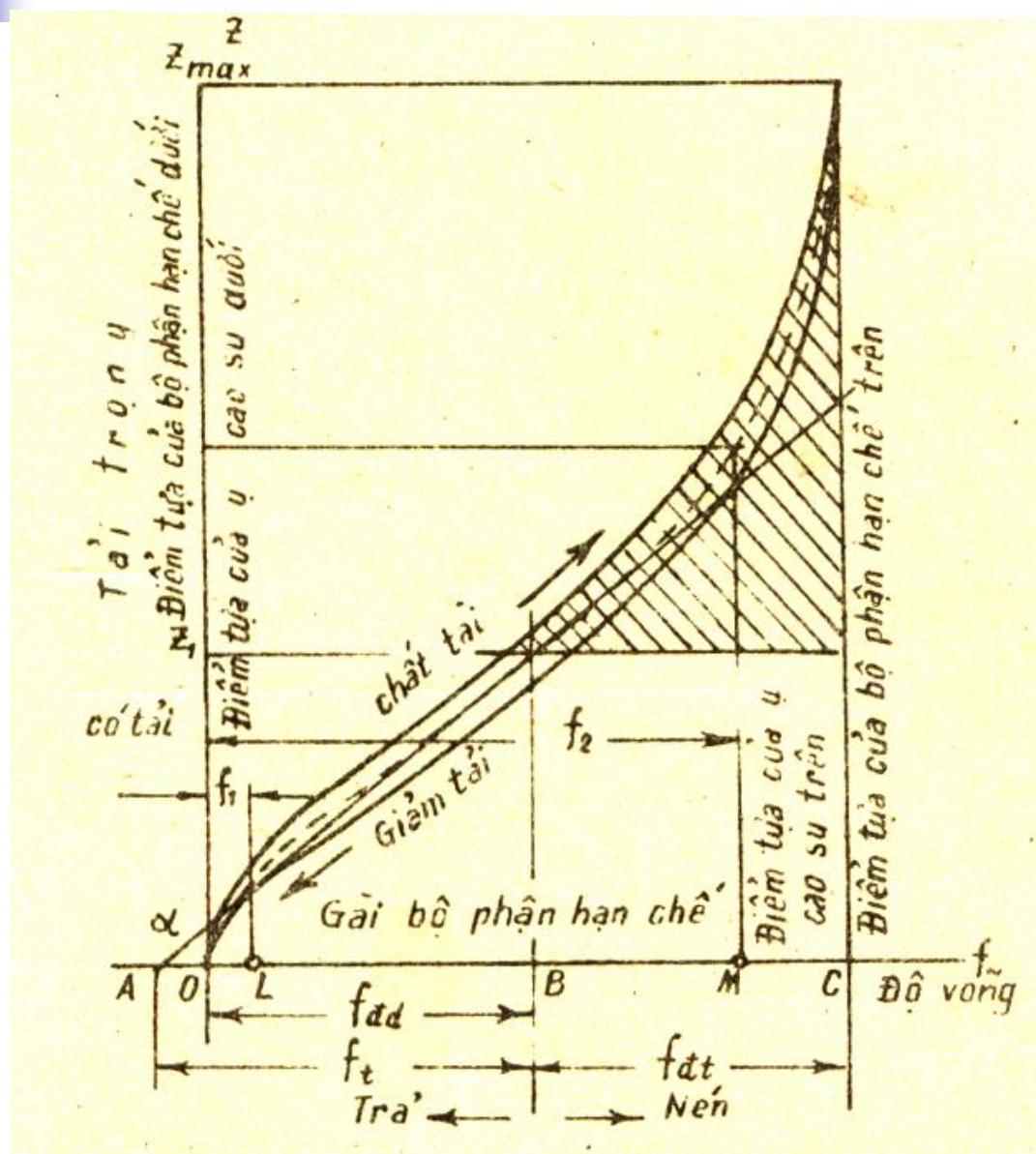
3. Chọn phương án thiết kế



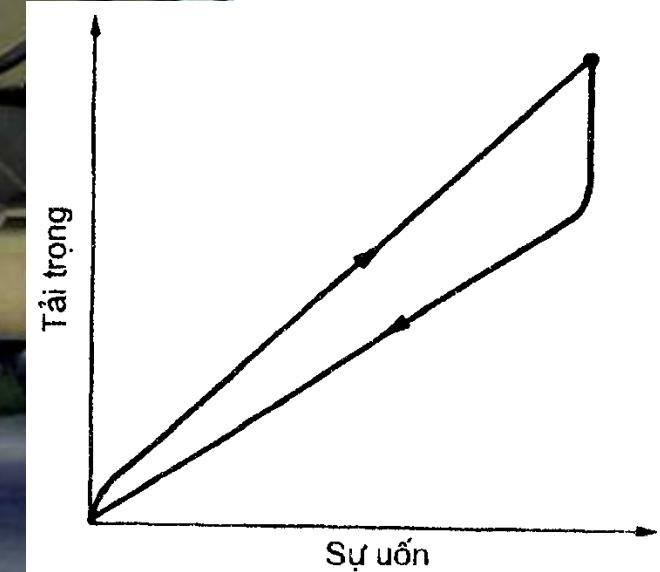
Độ cứng = Lực / Biến dạng

$$k = \frac{w_1}{a_1} = \frac{w_2}{a_2} = \frac{w}{a}$$

3. Chọn phương án thiết kế



3. Chọn phương án thiết kế

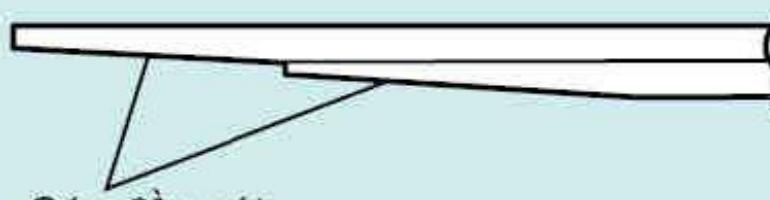
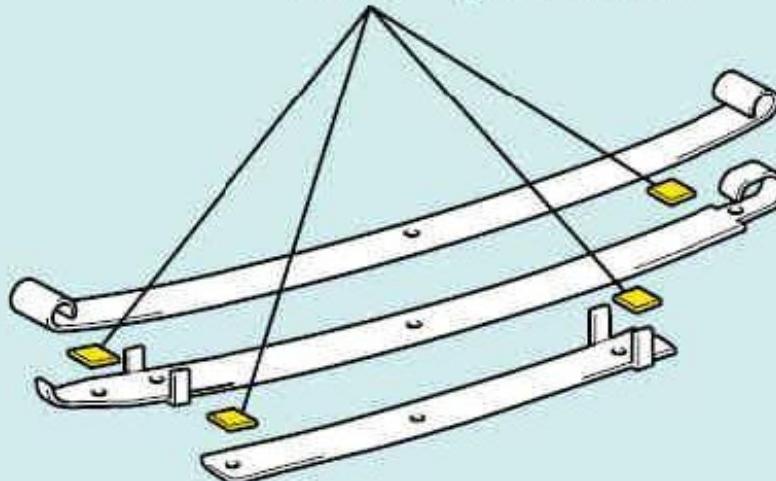


Bộ phận đòn hồi: Nhíp lá

3. Chọn phương án thiết kế

Biện pháp để giảm ma-sát giữa các lá nhíp

Tấm đệm giảm thanh

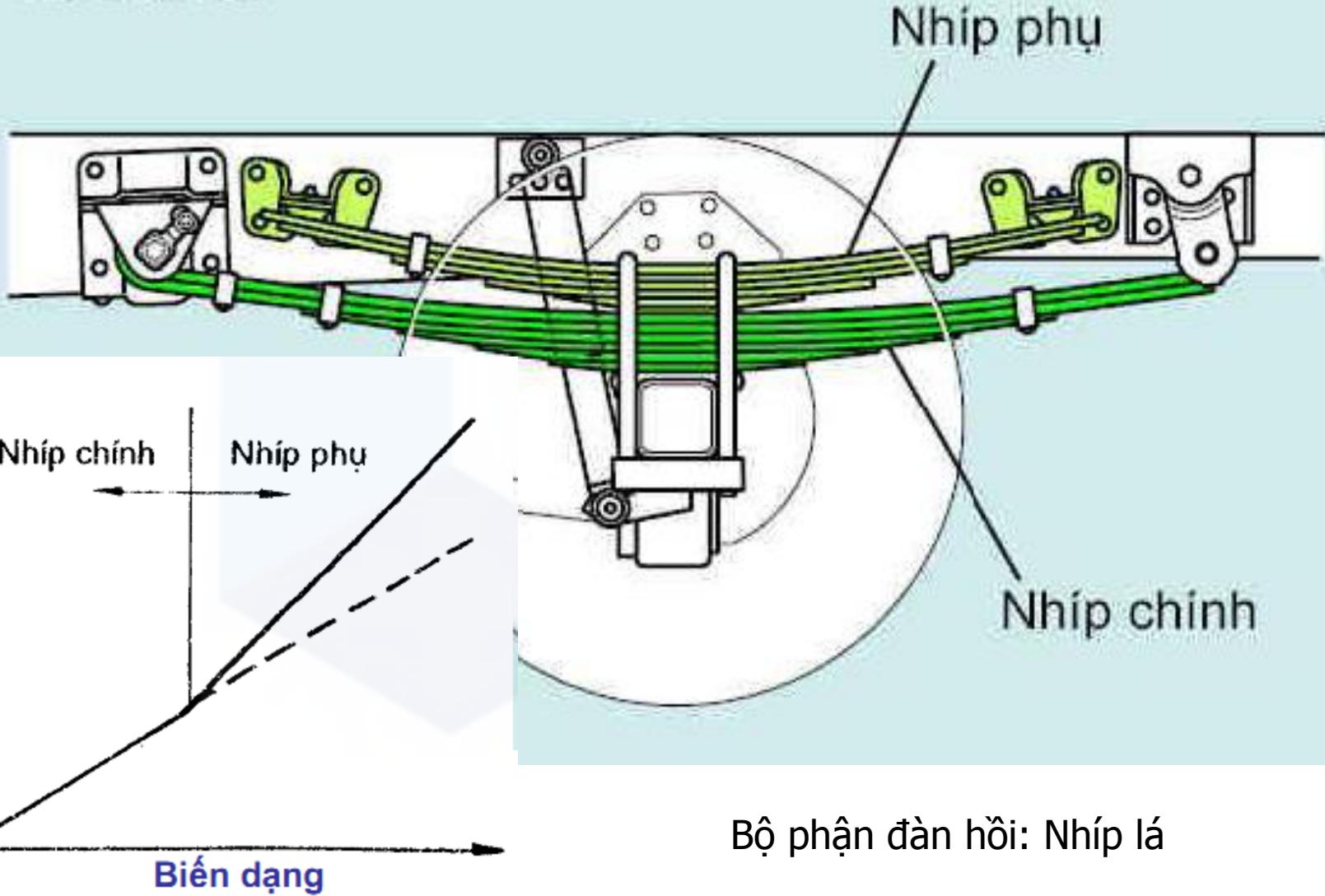


Các đầu vát

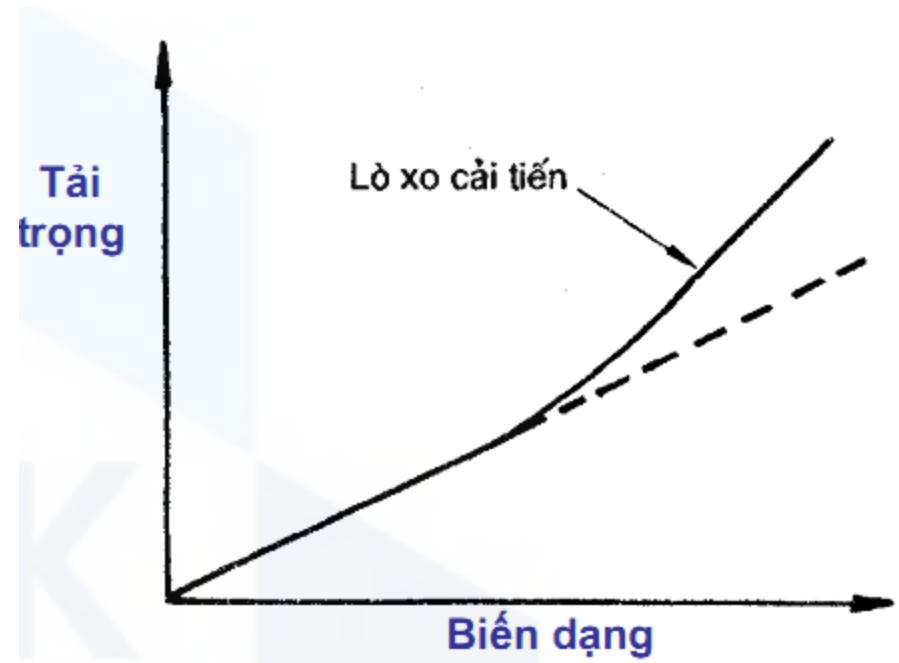
Bộ phận đàn hồi: Nhíp lá

3. Chọn phương án thiết kế

Nhíp phụ



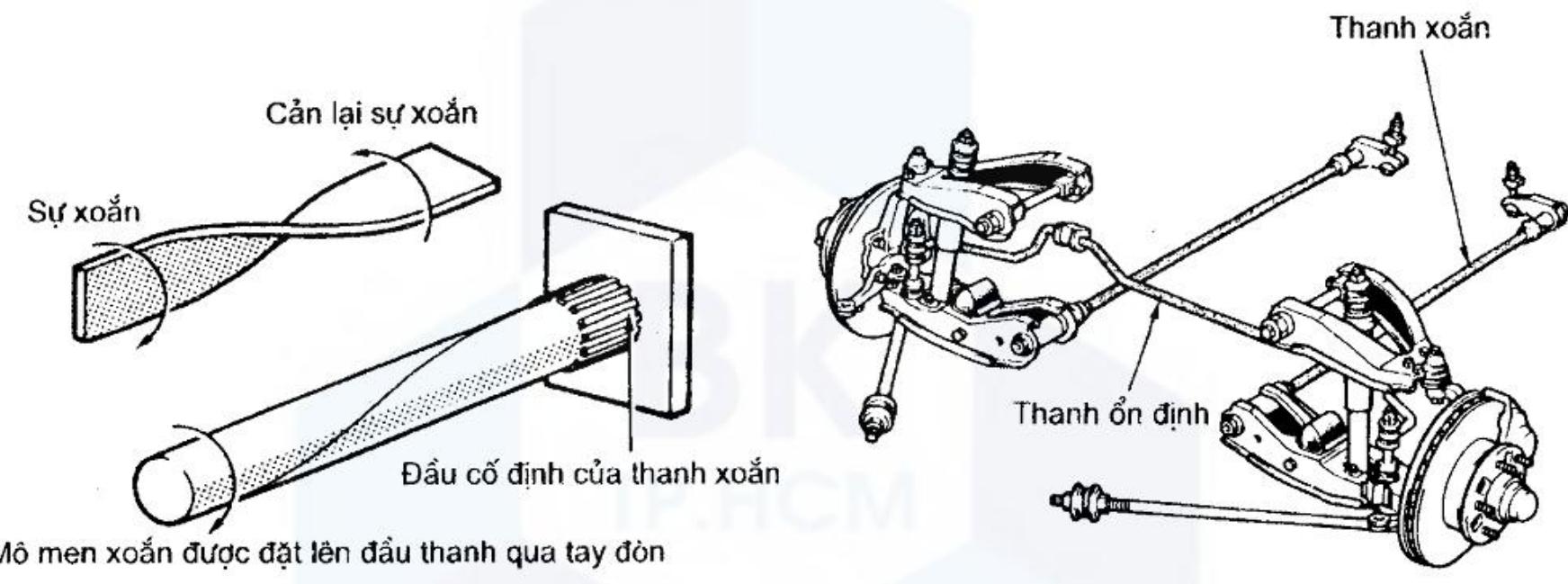
3. Chọn phương án thiết kế



- Lò xo trụ
- Lò xo hình cô
- Lò xo có đường kính dây khác nhau, bước khác nhau.

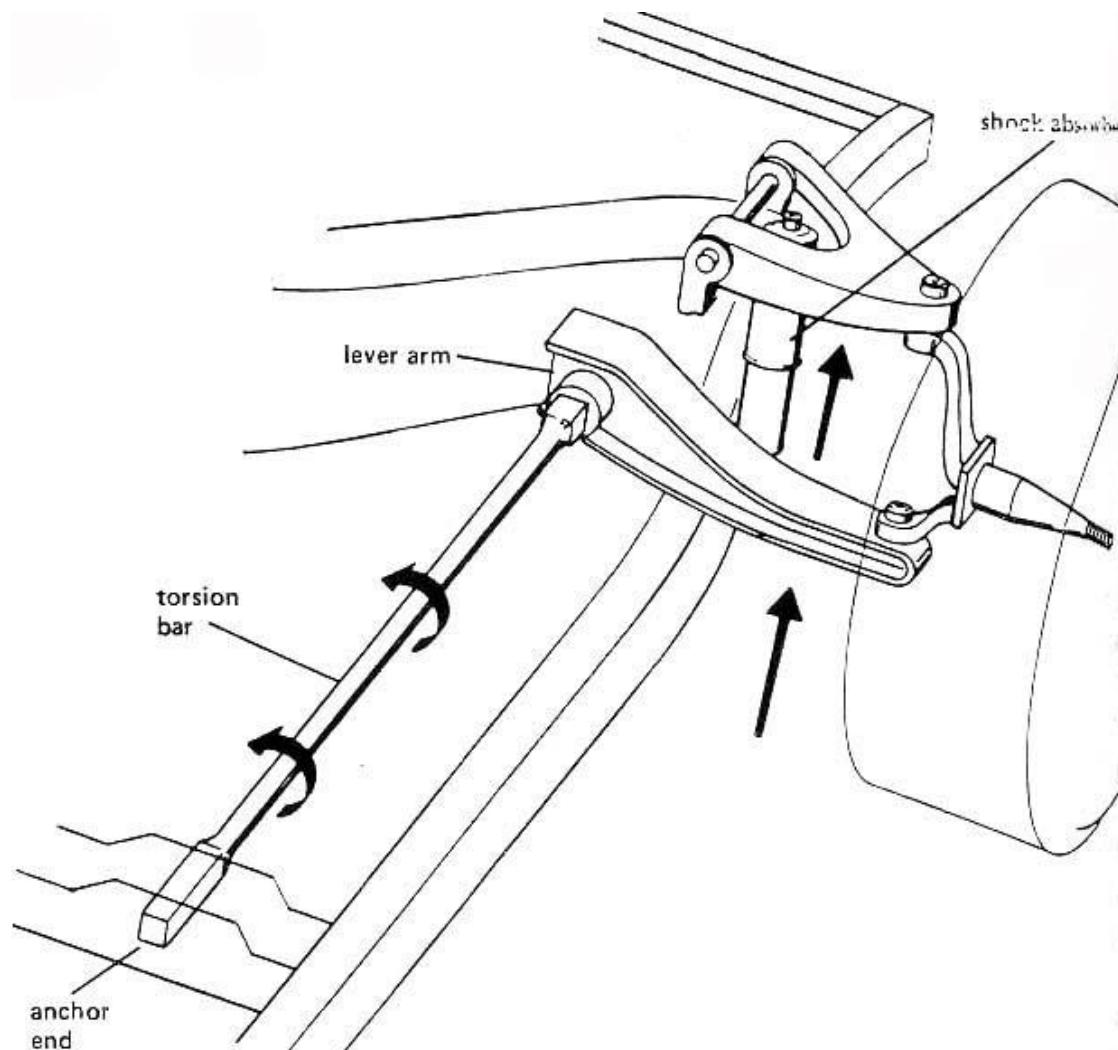
Bộ phận đòn bẩy: Lò xo trụ

3. Chọn phương án thiết kế



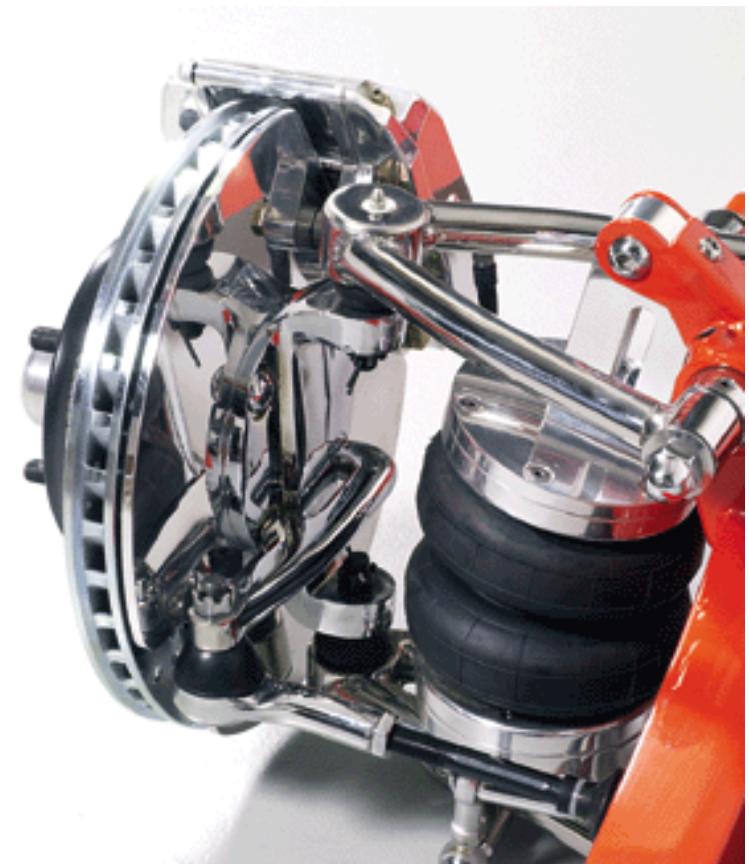
Bộ phận đàm hồi: Thanh xoắn

3. Chọn phương án thiết kế



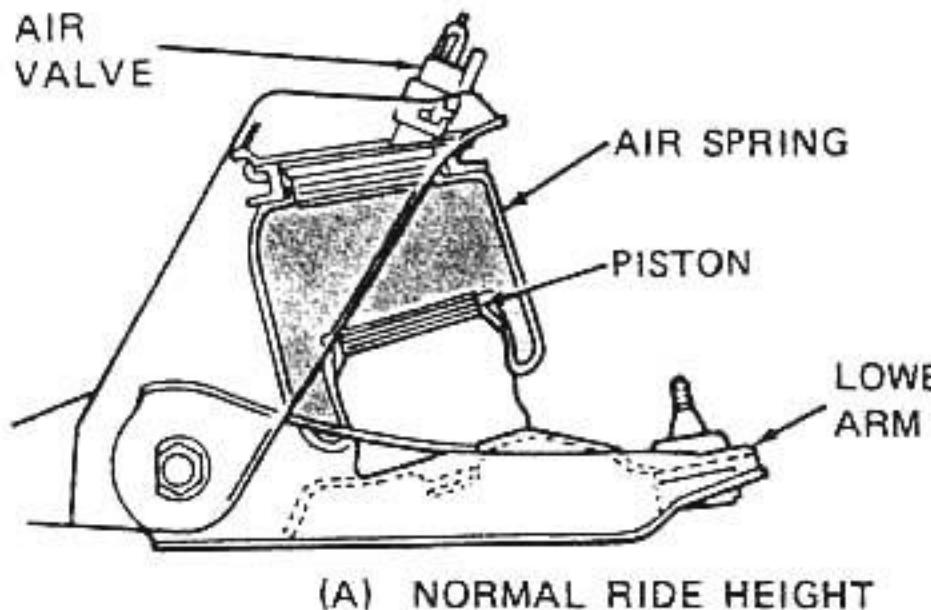
Bộ phận đòn hồi: Thanh xoắn

3. Chọn phương án thiết kế

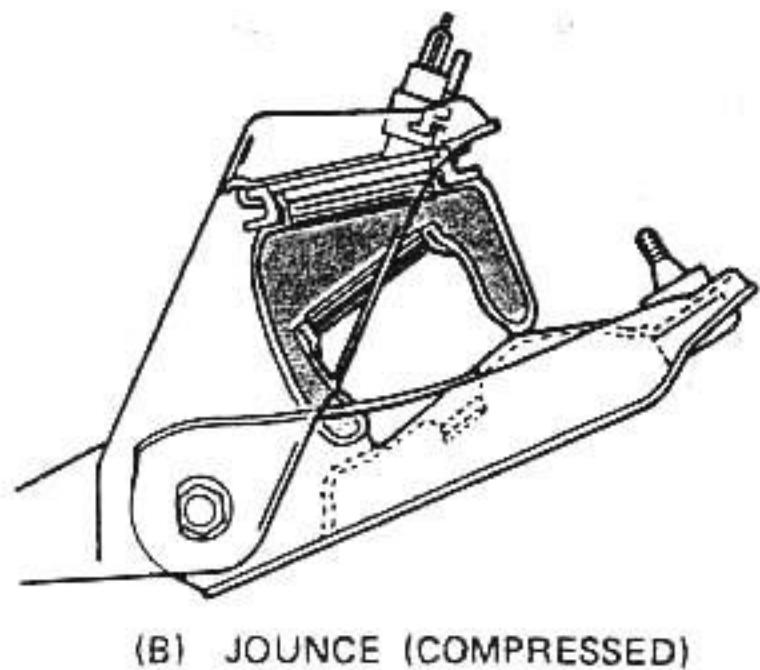


Bộ phận đòn hồi: Túi khí nén, đệm khí

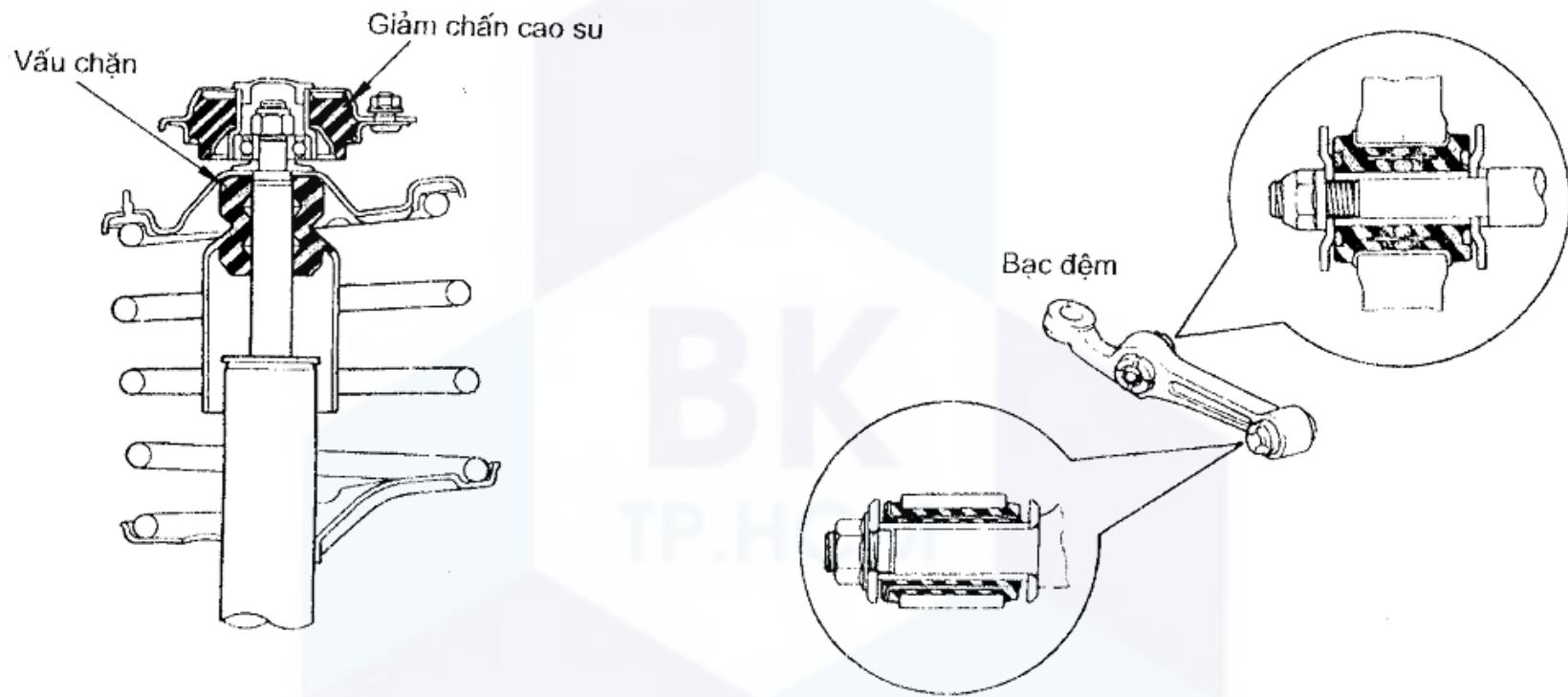
3. Chọn phương án thiết kế



Bộ phận đòn hồi: Túi khí nén, đệm khí

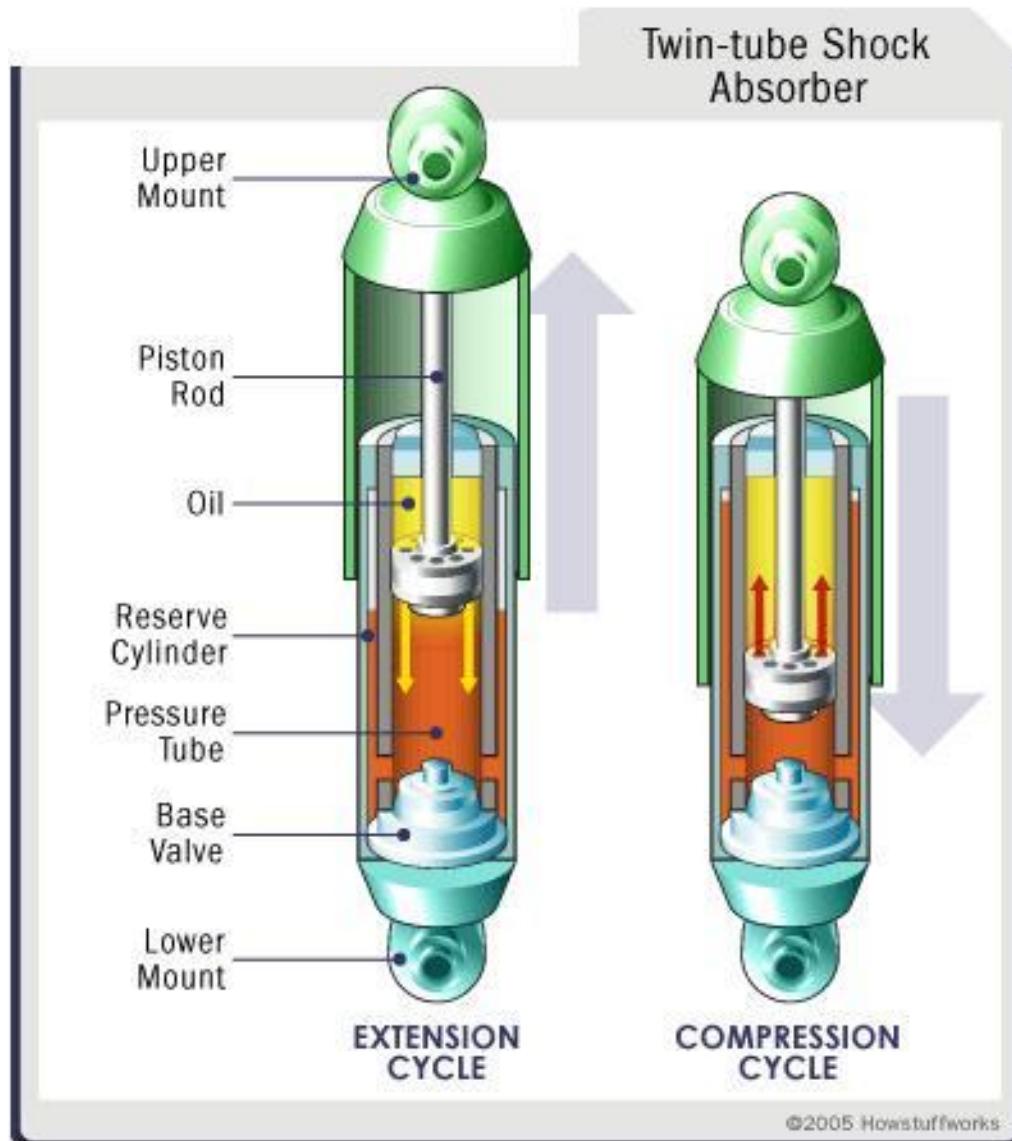


3. Chọn phương án thiết kế



Bộ phận đòn hồi: Cao su

3. Chọn phương án thiết kế



c) Bộ phận giảm chấn:

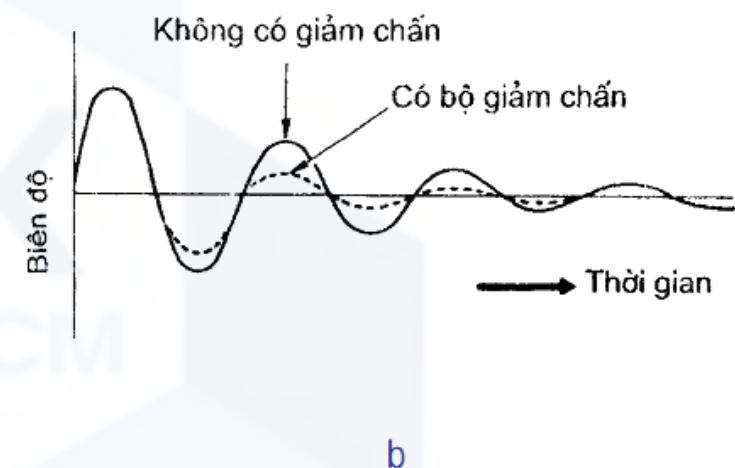
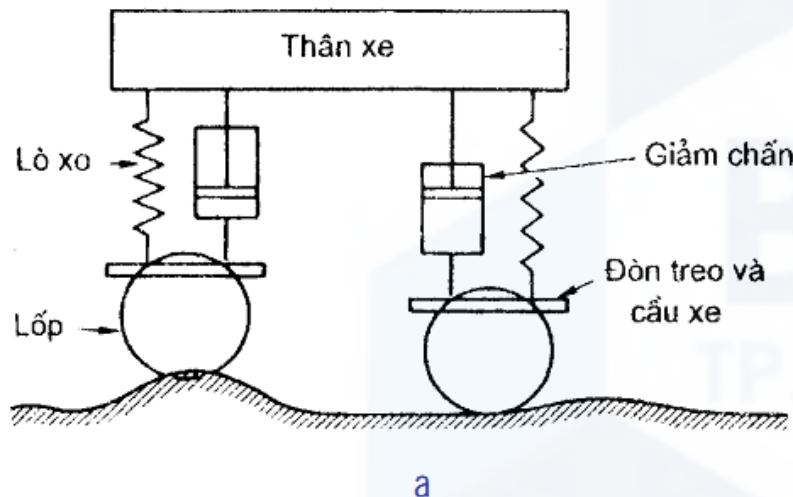
- Dùng ma sát (nhíp).
- Dùng thủy lực: là ma sát giữa các lớp chất lỏng.

Có hai loại: giảm chấn ống và giảm chấn đòn.

Giảm chấn ống → dẫn động trực tiếp.

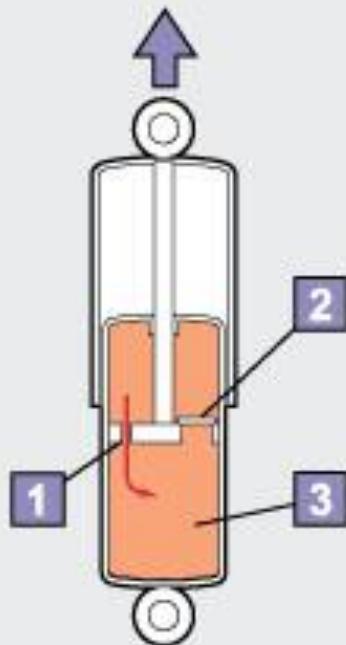
Giảm chấn đòn → gián tiếp qua hệ thống đòn. Bản chất giống dạng ống nhưng phức tạp hơn, ít dùng cho ô tô hiện nay.

3. Chọn phương án thiết kế

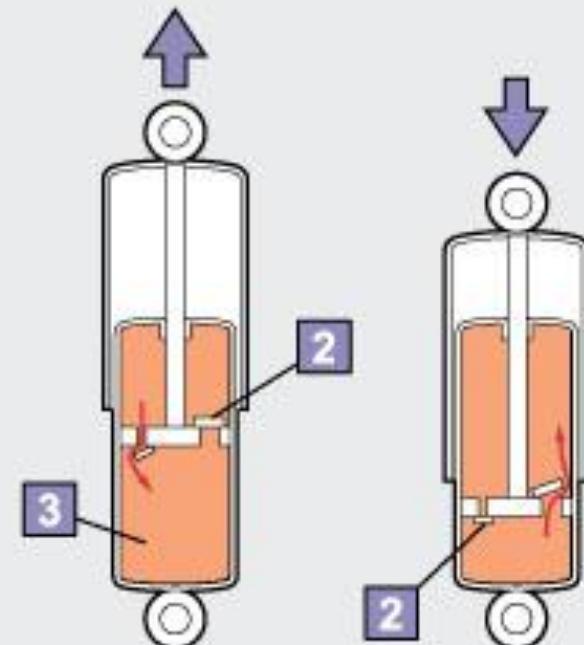


3. Chọn phương án thiết kế

A-1

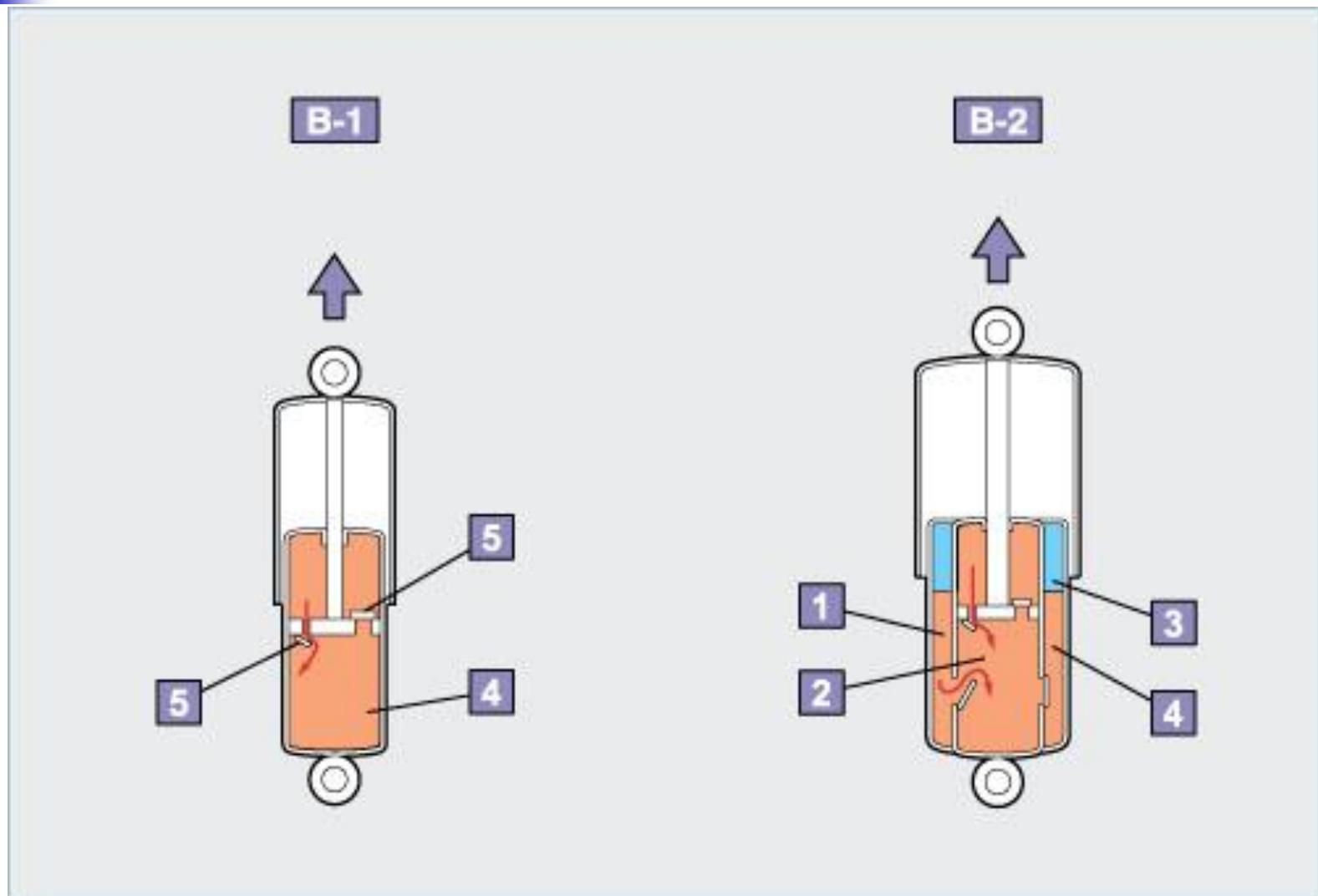


A-2



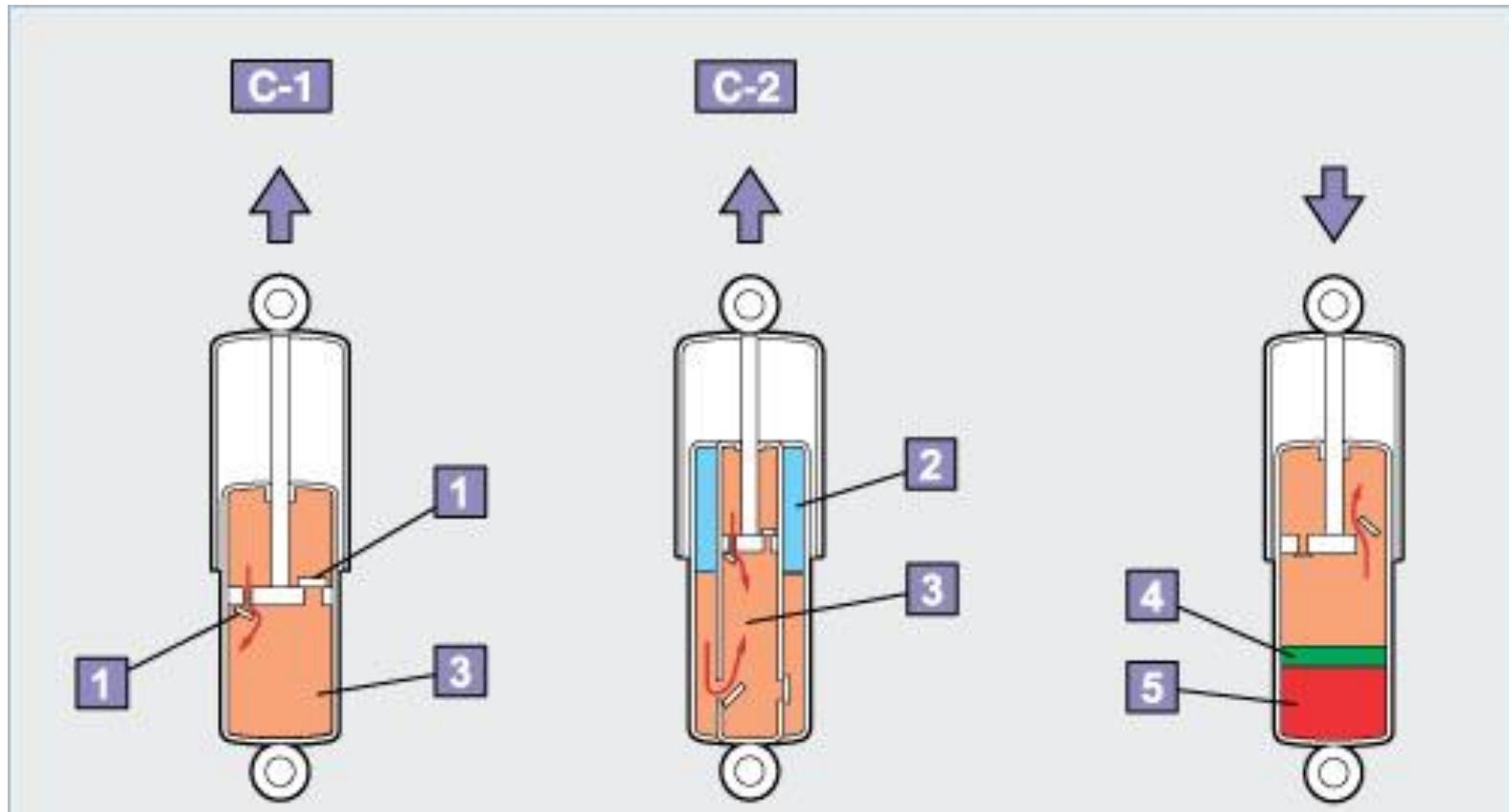
Theo vận hành: Tác dụng đơn & tác dụng kép

3. Chọn phương án thiết kế



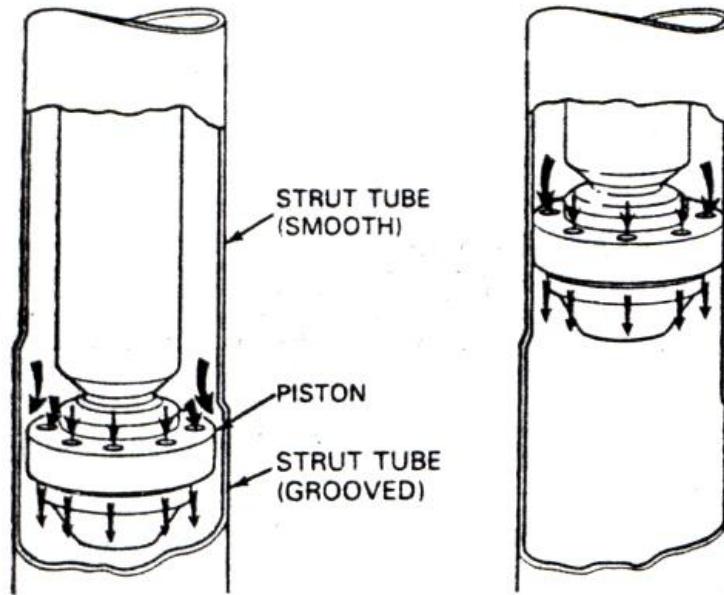
Theo cấu tạo: Ống đơn & ống kép

3. Chọn phương án thiết kế



Theo môi chất làm việc: Thủy lực & Thủy lực có nạp khí

3. Chọn phương án thiết kế



Giảm chấn có độ cứng thay đổi

3. Chọn phương án thiết kế

2. Chọn phương án:

Coi như giữa hai cầu, hệ thống treo là độc lập. Trên một cầu, có thể chọn:

- + Treo phụ thuộc: dao động hai bánh xe ảnh hưởng lẫn nhau.
- + Treo độc lập: dao động hai bánh khác nhau. Có thể kiểm soát được dao động, tạo êm dịu tốt hơn.
- Xe tải lớn, yêu cầu êm dịu không cao → chọn kiểu nhíp, hệ thống treo phụ thuộc.

Cầu trước: nhíp đơn

Cầu sau: nhíp chính + phụ

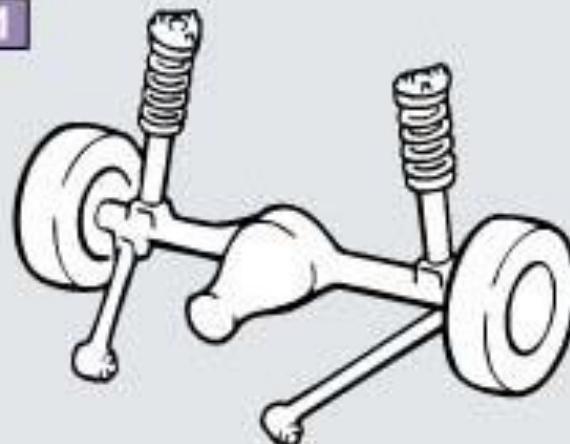
- Xe tải nhỏ, êm dịu cao → hệ thống treo độc lập, gồm ba bộ phận riêng: đòn, cao su/thanh xoắn, ống.
- Xe tải lớn cần êm dịu cao (VD xe khách 100 chỗ) → hệ thống treo kiểu khí nén, có bộ phận đòn hồi là vỏ bao chứa khí nén.

Hiện nay túi khí làm bằng nhiều lớp vải cao su

3. Chọn phương án thiết kế

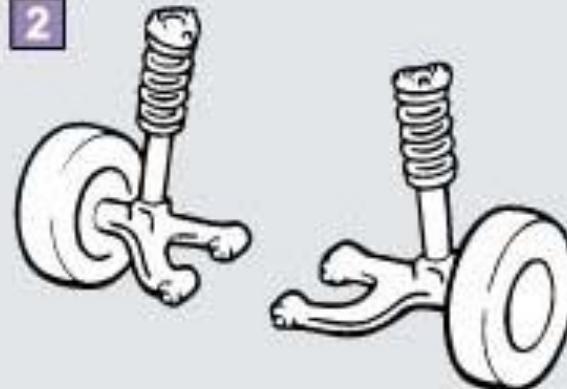
Hệ thống treo phụ thuộc

1

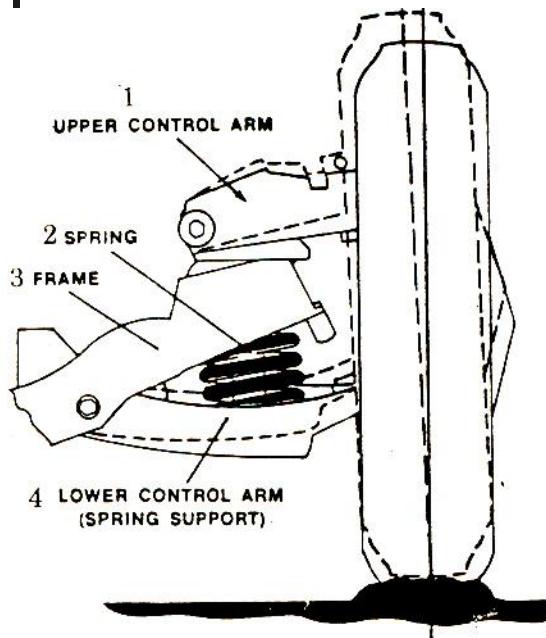


Hệ thống treo độc lập

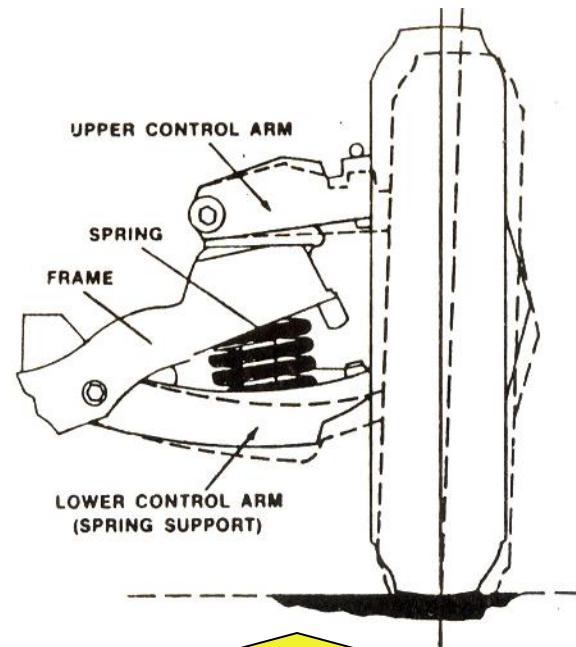
2



Hệ thống treo trước



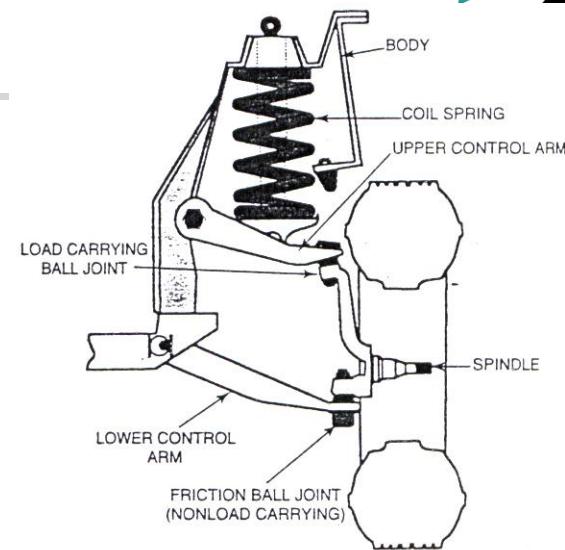
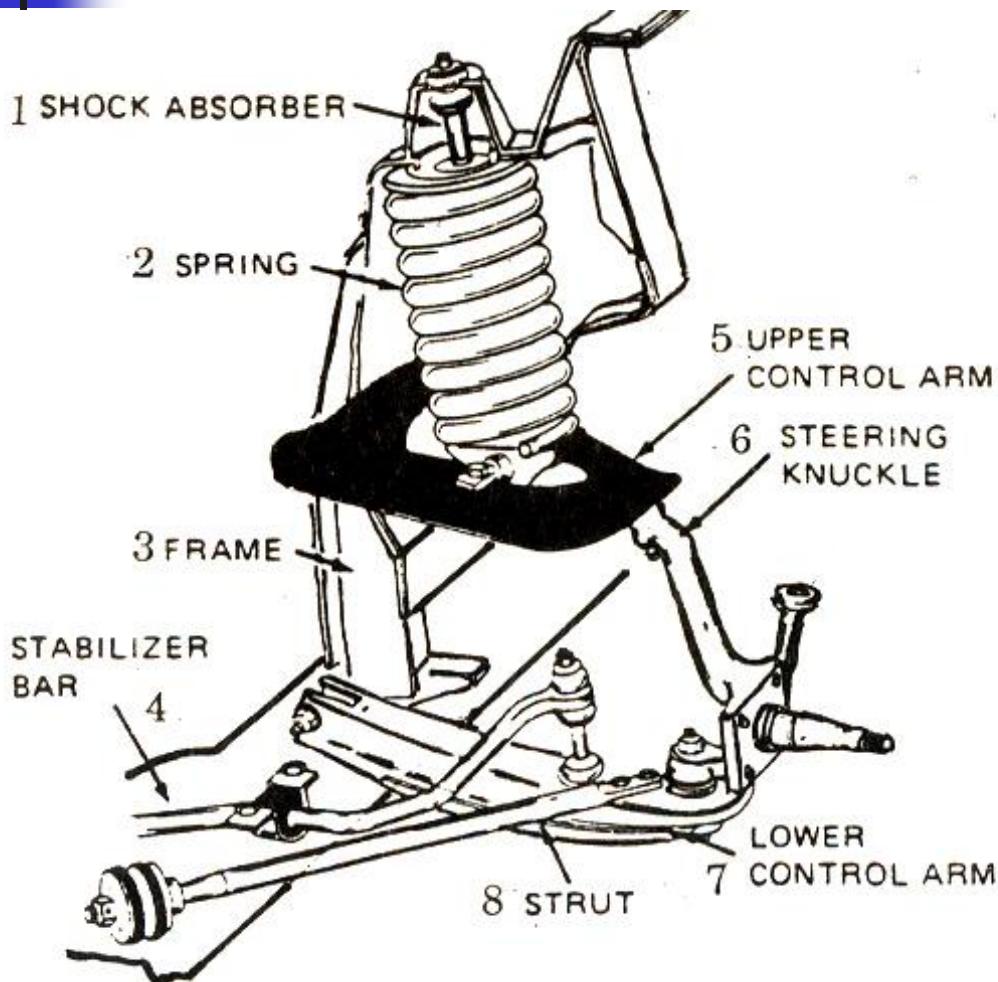
Khi gấp mô đất



Khi sụp ống gà

Kiểu 1 : Lò xo xoắn lắp trên tay đòn dưới

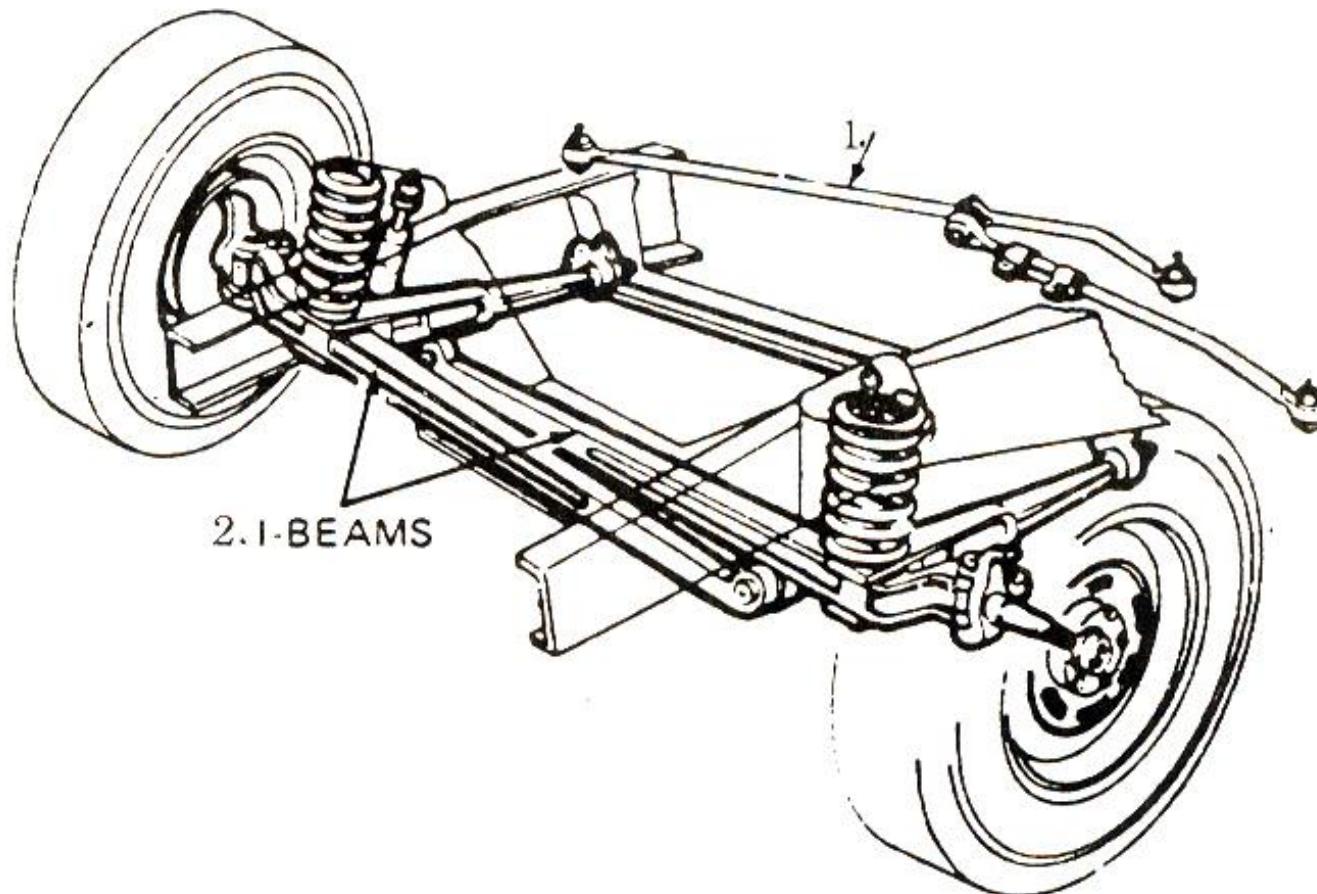
Hệ thống treo trước



Sử dụng thêm đòn thăng bằng (Strut) giữ ổn định dọc

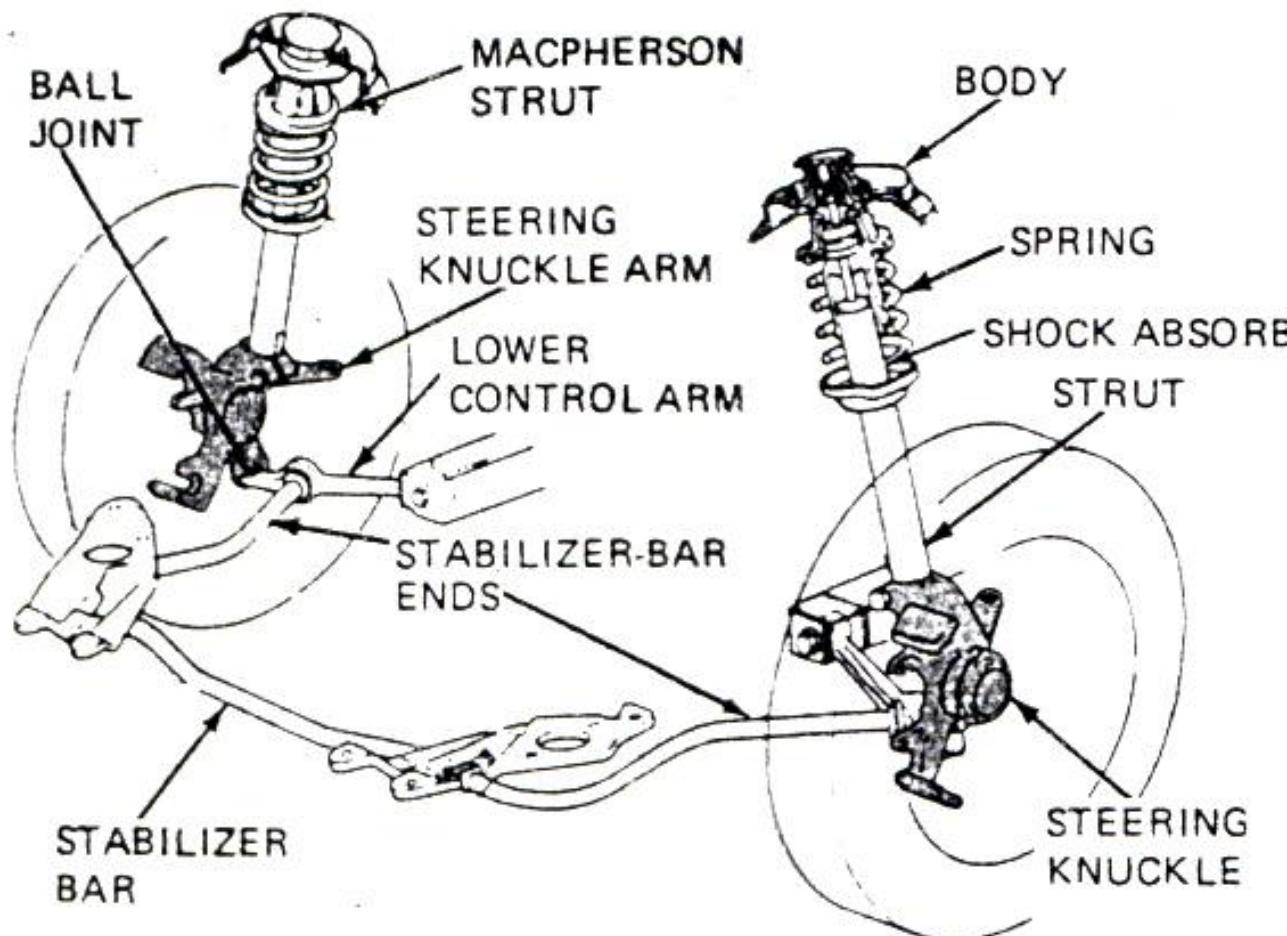
Kiểu 2 : Lò xo xoắn lắp trên tay đòn trên

Hệ thống treo trước



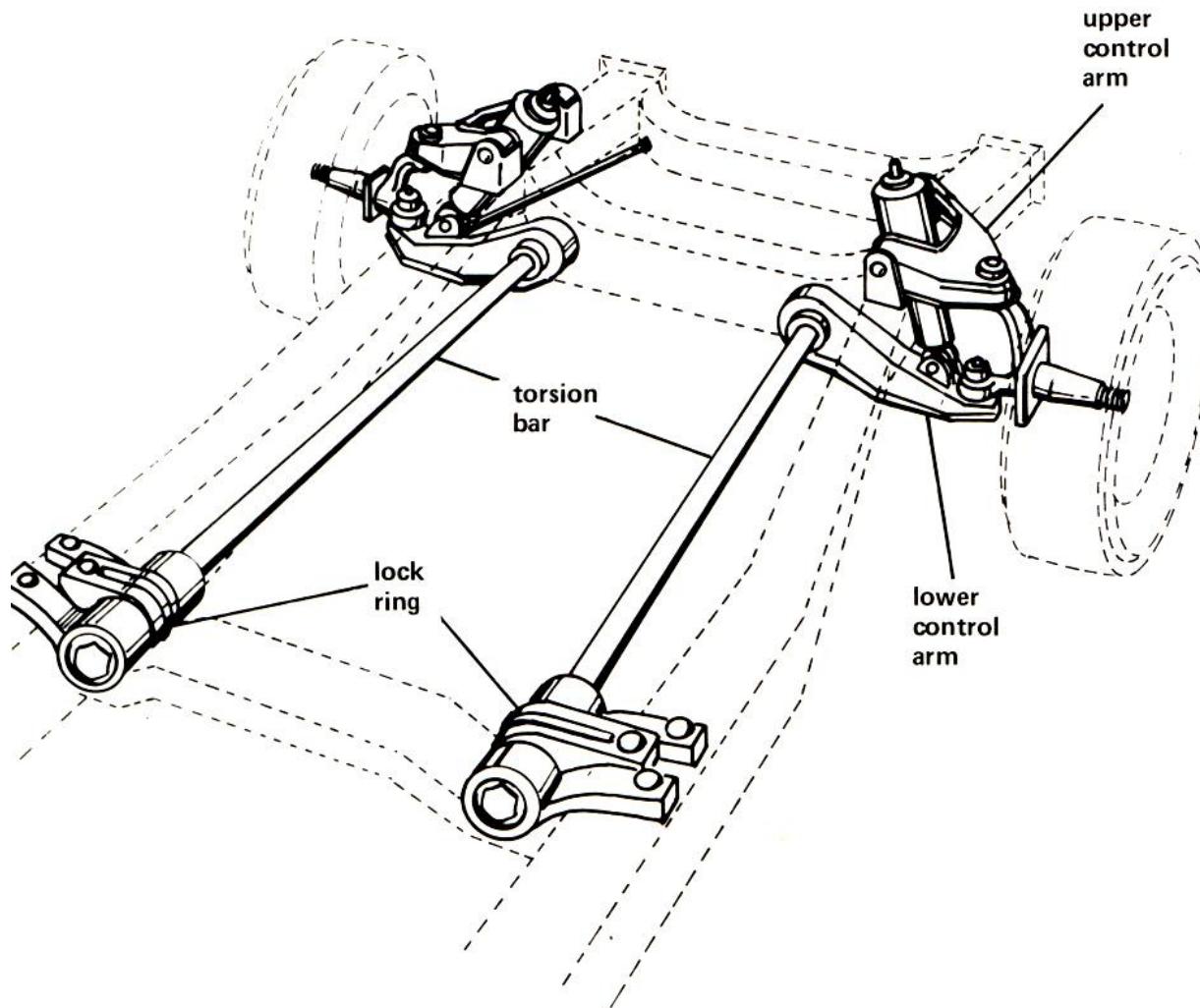
Kiểu 3 : Lò xo xoắn lắp giữa đà ngang I và khung xe
(FORD)

Hệ thống treo trước



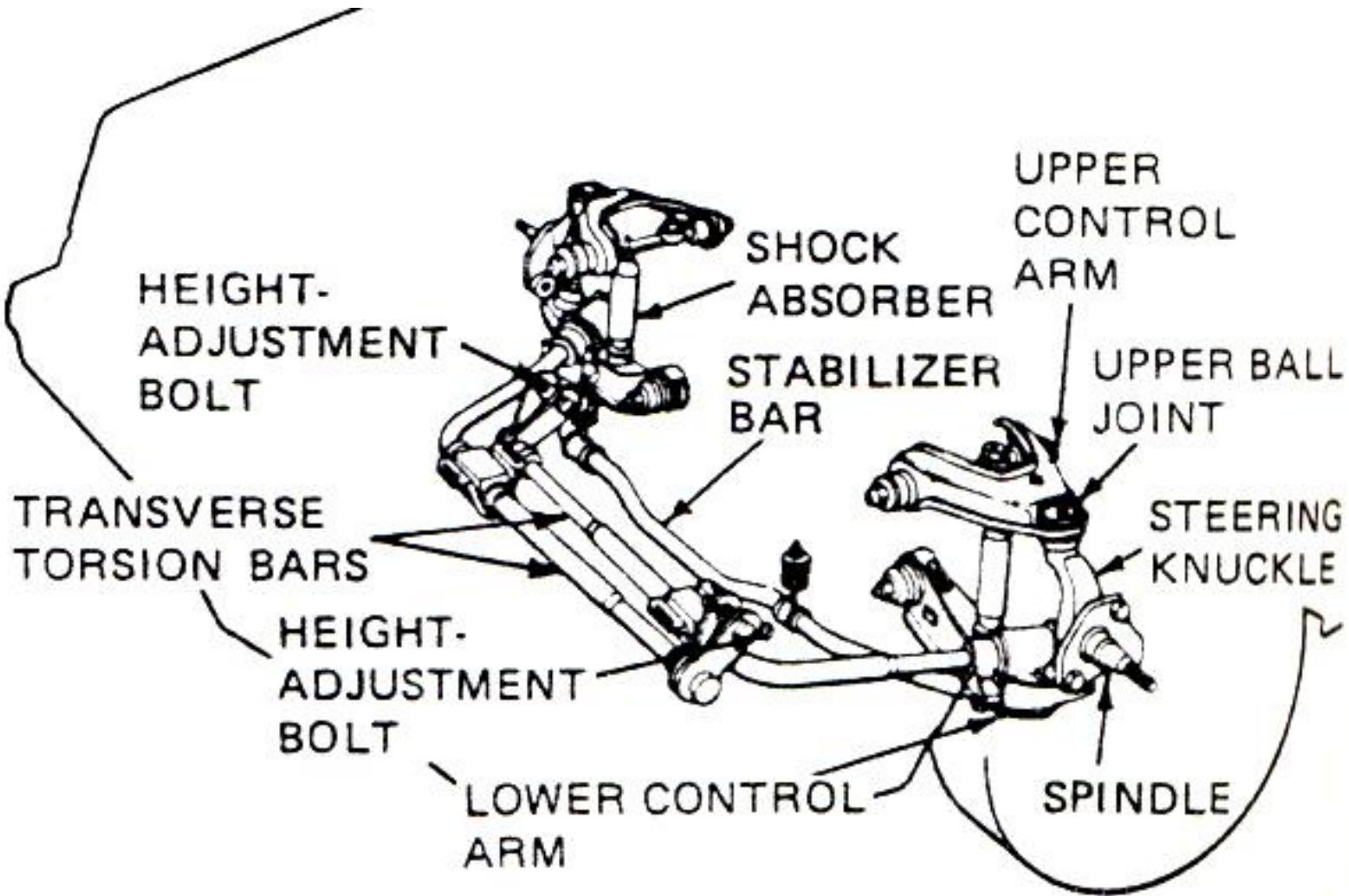
Kiểu 4 : Hệ thống treo kiểu MacPherson

Hệ thống treo trước



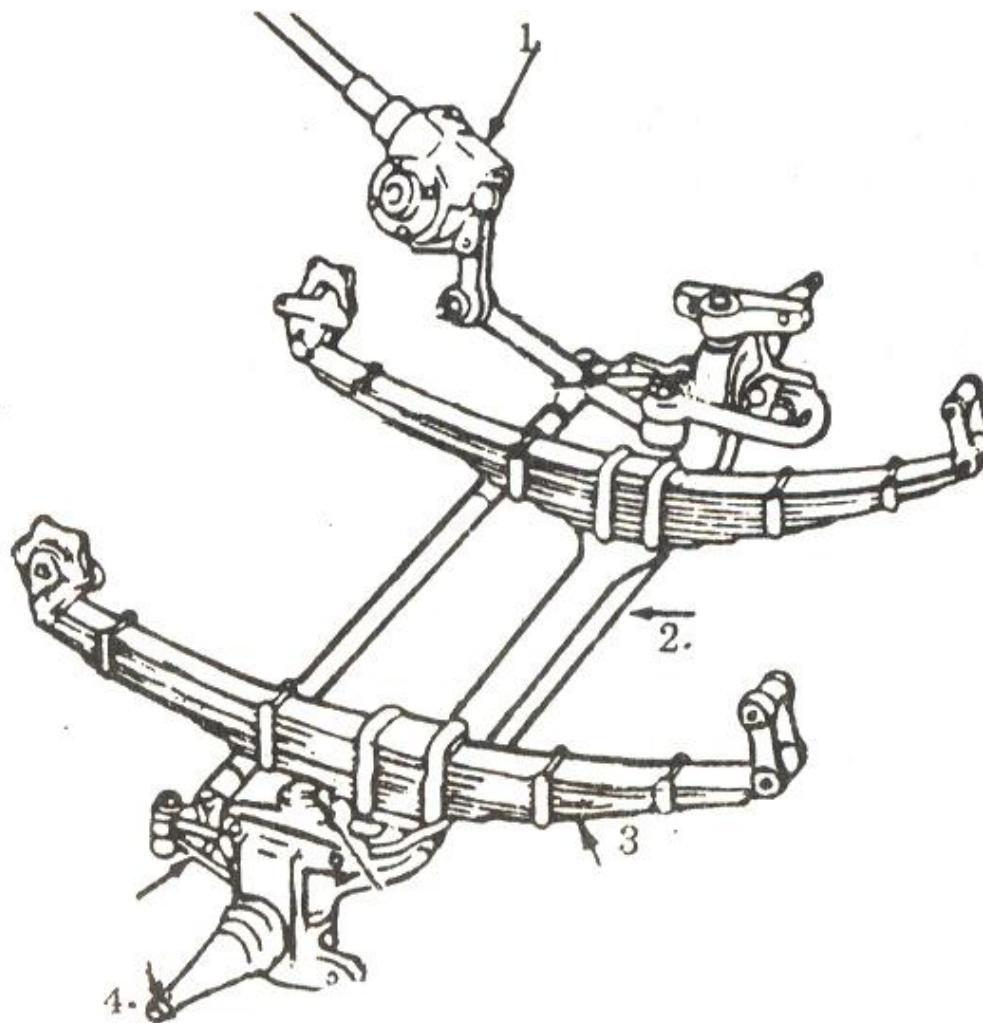
Kiểu 5 : Sử dụng thanh xoắn bố trí dọc

Hệ thống treo trước



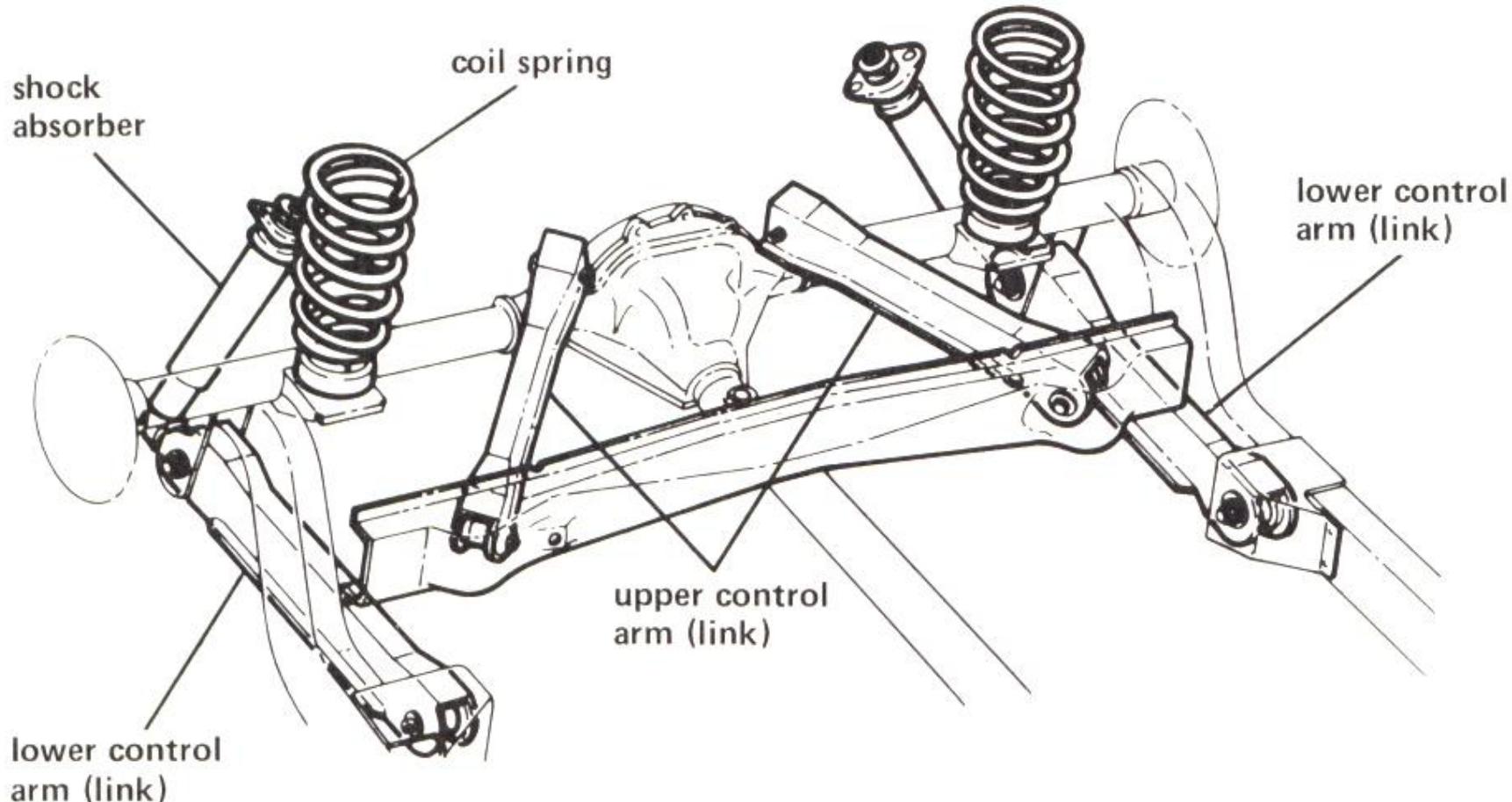
Kiểu 6 : Sử dụng thanh xoắn bố trí ngang (CHEVROLET)

Hệ thống treo trước



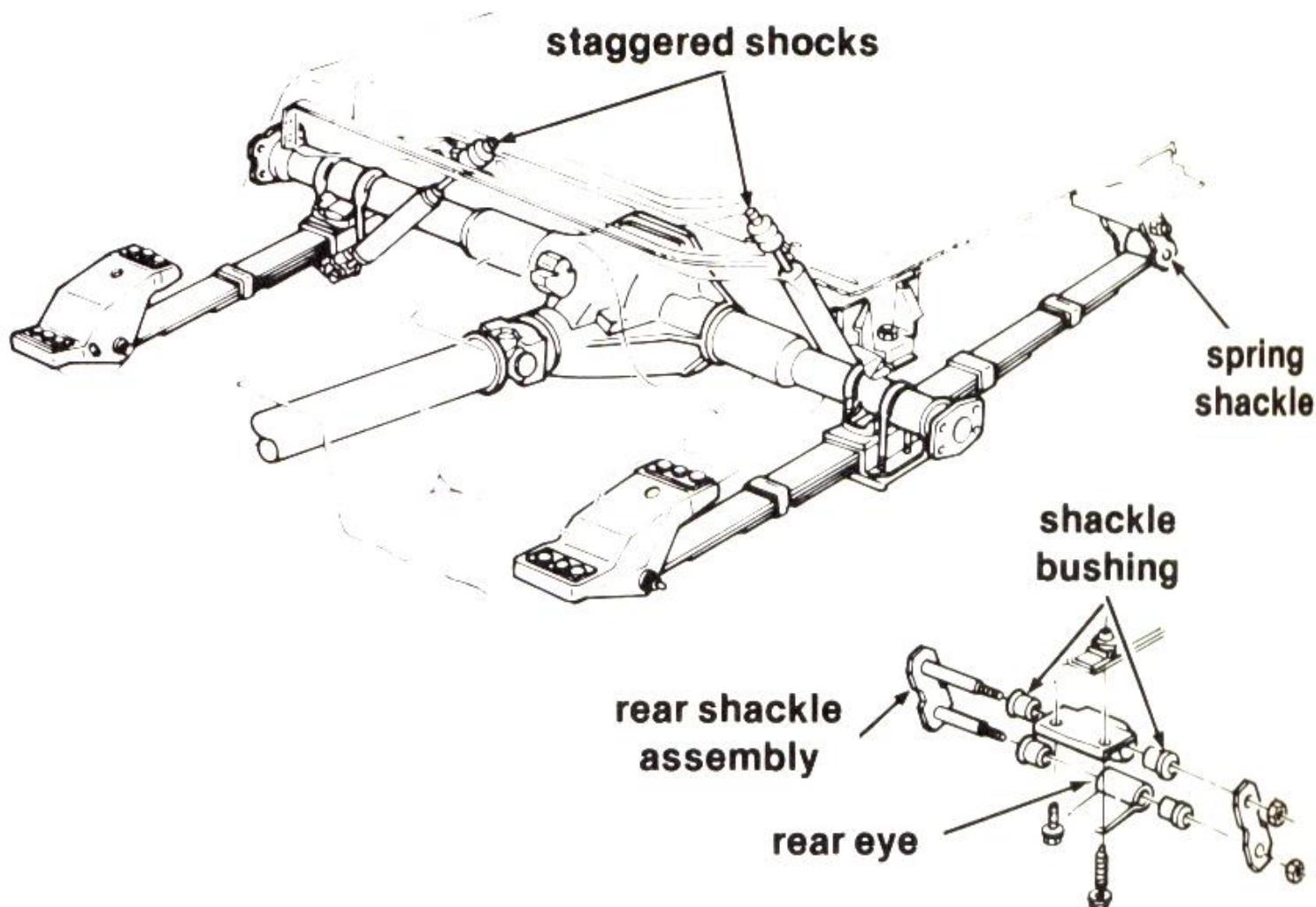
Kiểu 7 : Sử dụng nhíp lá

Hệ thống treo sau



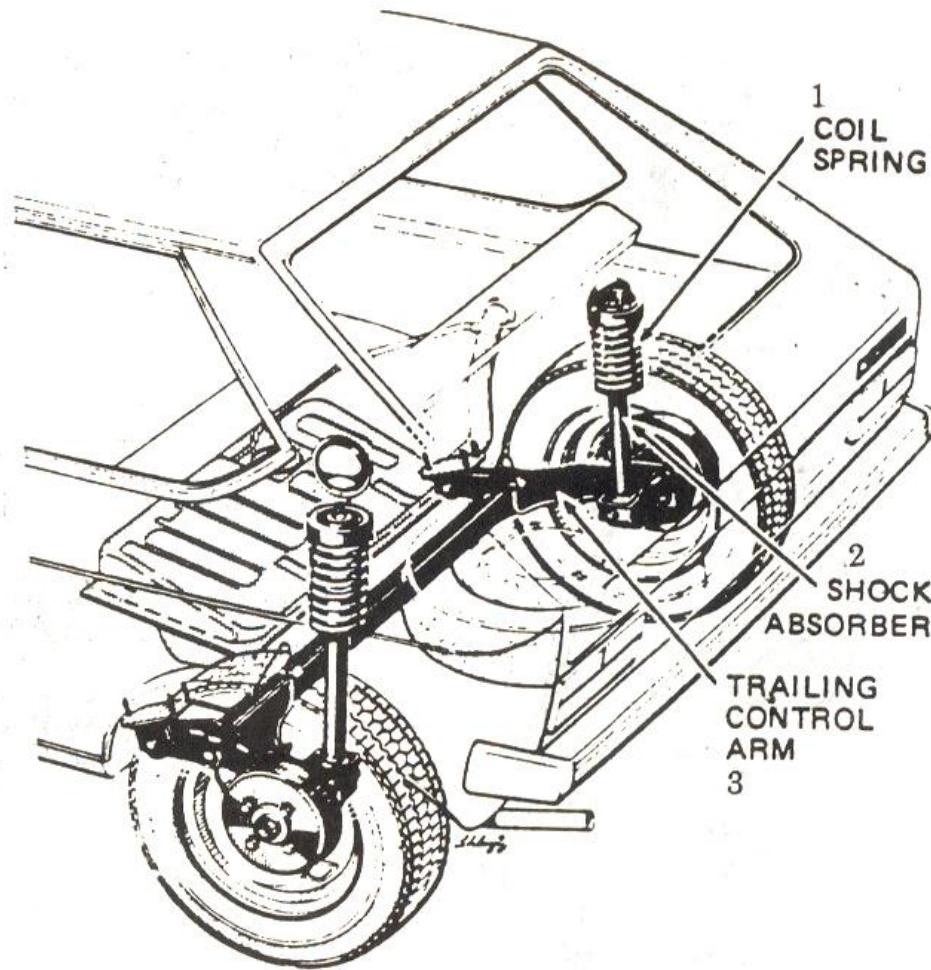
Kiểu 1 : Cầu liền - Lò xo xoắn

Hệ thống treo sau



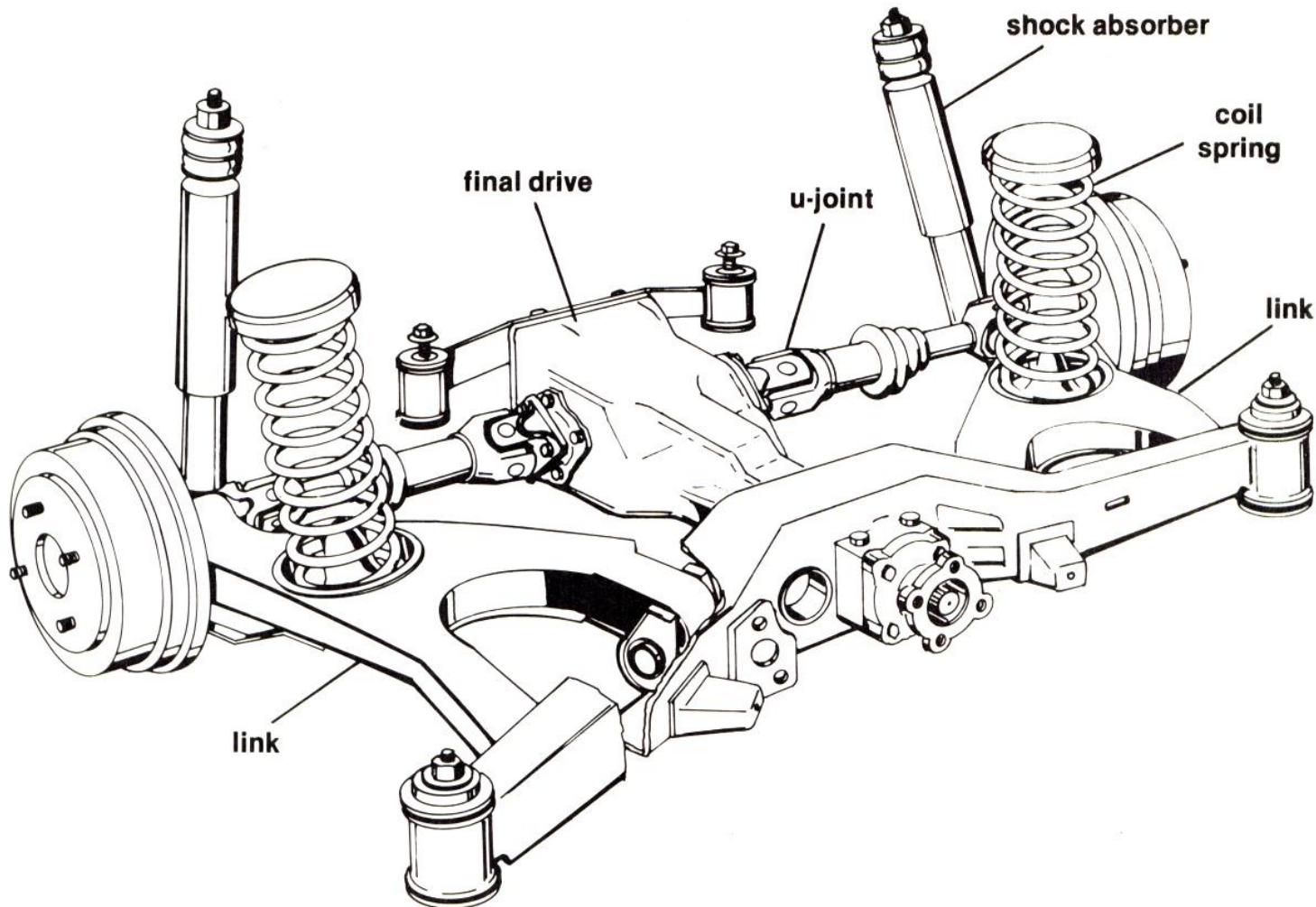
Kiểu 2 : Cầu liền - Nhíp lá

Hệ thống treo sau



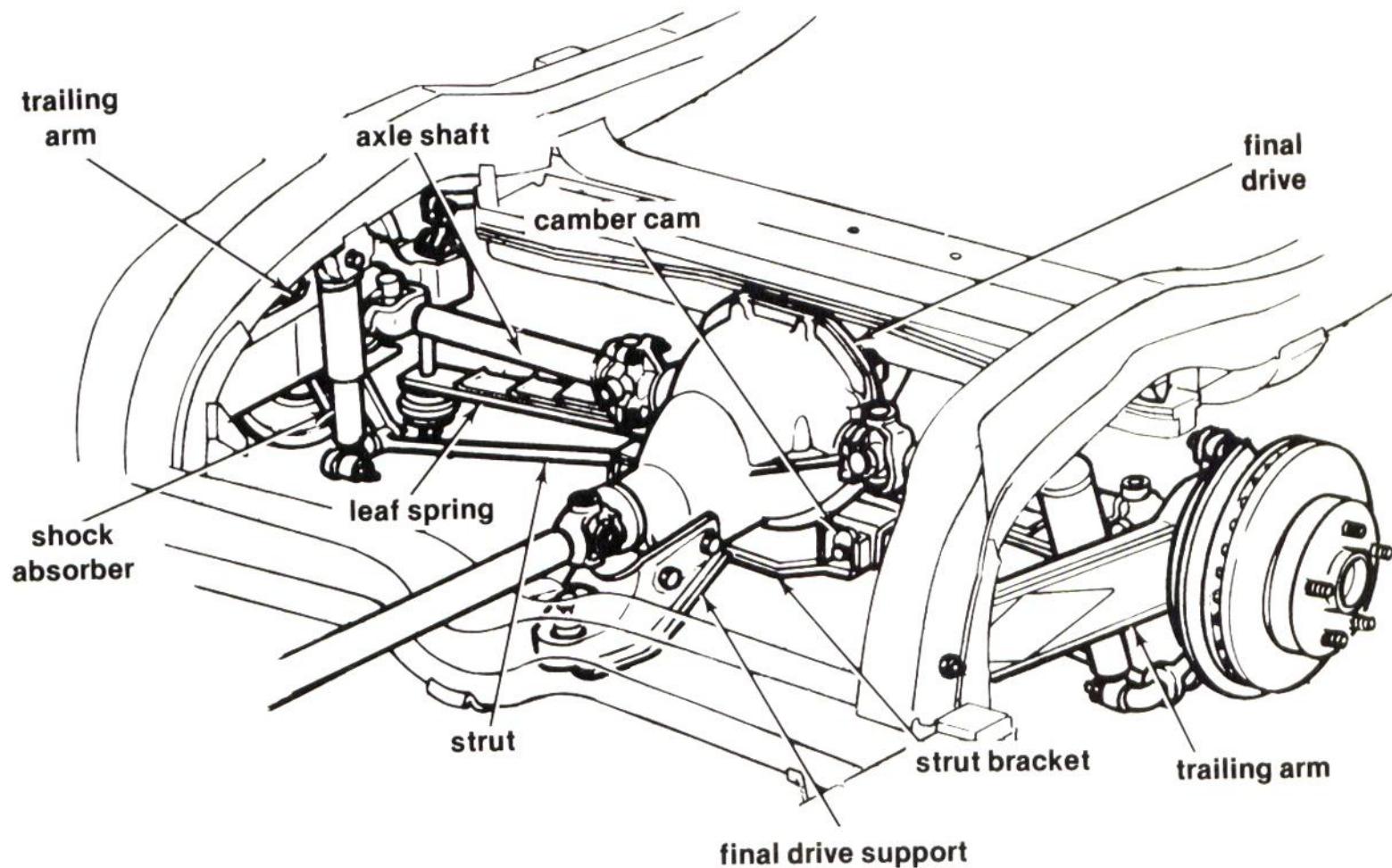
Kiểu 3 : Cầu liền - MacPherson (VOLKSWAGEN)

Hệ thống treo sau



Kiểu 4 : Cầu rời - Lò xo xoắn

Hệ thống treo sau



Kiểu 5 : Cầu rời - Nhíp lá đặt ngang

4. Thiết kế BTC hệ thống treo



Xác định các thông số BTC:

- Tải trọng được treo: G_{tr}

Đối với treo trước: $G_{tr} = 0.5 (G_1 - G_{10})$

Đối với treo sau: tương tự.

- Độ võng của hệ thống treo: f

Độ võng tĩnh f_t : khi hệ thống treo chịu tải trọng tĩnh với 100% tải định mức.

Coi ô tô như hệ dao động điều hòa một khối lượng, một bậc tự do. Với mô hình này, độ võng tĩnh được tính theo công thức:

$$n = \frac{300}{\sqrt{f_t}}, \quad f_t [cm]$$

4. Thiết kế BTC hệ thống treo



- Độ võng động f_d : khi hệ thống treo chịu tải trọng động.

Độ võng động trên f_{dt} , độ võng động dưới f_{dd} chọn = $(0.5 \sim 1.0) f_t$

Tần số dao động n càng nhỏ thì f_t càng lớn → trọng tâm thấp đi, không phù hợp cho xe tải → với xe tải phải chọn n lớn.

Xe du lịch: $n = 60 \sim 90$ lần/phút

Xe tải: $n = 80 \sim 100$ lần/phút.

- Sau khi tính xong G_{tr} , f , không cần kiểm tra lại vì G_{tr} được tính từ thông số đề bài đưa ra, còn f được tính từ yêu cầu êm dịu.

Mô hình chọn để tính toán là đơn giản nhất, do đó độ chính xác các thông số tính toán ra là kém nhất, không gần với thực tế.

Mô hình đơn giản và gần giống với ô tô nhất là một khối lượng, hai bậc tự do, có dao động thẳng đứng và lắc.

5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo

Xe du lịch: hệ thống treo độc lập, bộ phận hướng kiểu đòn

Xe tải: hệ thống treo kiểu nhíp, bộ phận hướng là nhíp.

a) Bộ phận hướng xác định hướng dao động của các thành phần khối lượng, truyền moment giữa hai thành phần khối lượng → yêu cầu không làm ảnh hưởng, làm xấu đi hoạt động của các hệ thống khác.

Các đòn: đòn dọc, đòn ngang.

Với đòn dọc (nhíp), quỹ đạo chuyển động là chuyển động quay với tâm là đầu cõi định của nhíp.

Tính toán động học: xem xét khi có f_t , f_{dt} , f_{dd} thì đòn làm thay đổi các thông số Lo, Bo ... như thế nào.

Tính động lực học: xác định lực tác dụng, phương tác dụng → tính bền của đòn.

Với đòn ngang, có nhiều kiểu bố trí khác nhau:

5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo



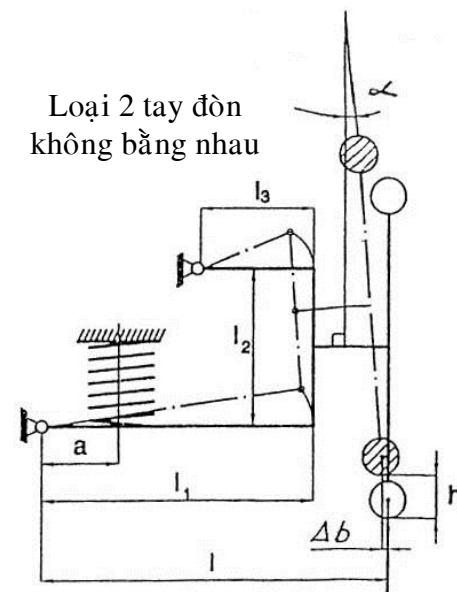
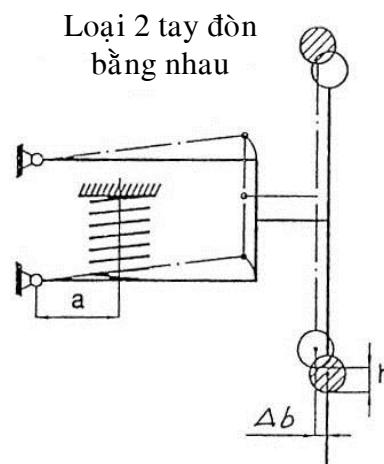
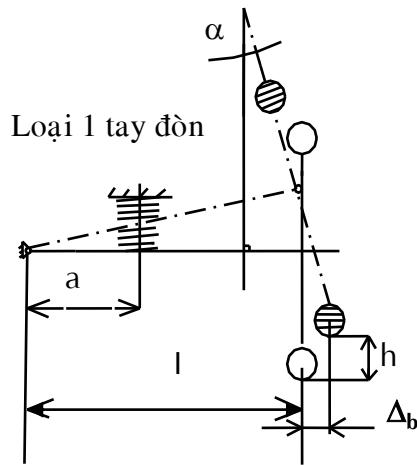
Kiểu a: $\Delta L_o = 0$, $\Delta B_o = (4-5)$ mm, góc lắc $\leq 5^\circ$.

Kiểu b: Cơ cấu hình bình hành, ΔB_o lớn, góc lắc bằng 0.

Kiểu c: Cơ cấu hình thang, ΔB_o và góc lắc đều nhỏ hơn so với trường hợp a.

Hiện nay chủ yếu sử dụng đòn kiểu c.

Với kiểu a: Đòn chịu uốn, khớp bản lề chịu lực lớn nhất \rightarrow kết cấu khớp cần quan tâm. Chiều dài khớp càng lớn càng tốt (diện tích chịu lực tăng). Kết cấu tốt nhất là dạng tấm, có dập gân tăng bền.



5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo



b) Bộ phận đòn hồi:

Động học: xác định thông qua đường đặc tính đòn hồi của hệ thống treo (đặc tính đòn hồi của bộ phận đòn hồi), là quan hệ giữa tải trọng và độ võng.

Xây dựng đường đặc tính đòn hồi của hệ thống treo:

Thông số biết:

- Tải trọng lên hệ thống treo: $G_{tr} = Z_t$: tải tĩnh

$$Z_{max} = K_d \cdot Z_t; K_d = 2.5 \sim 4$$

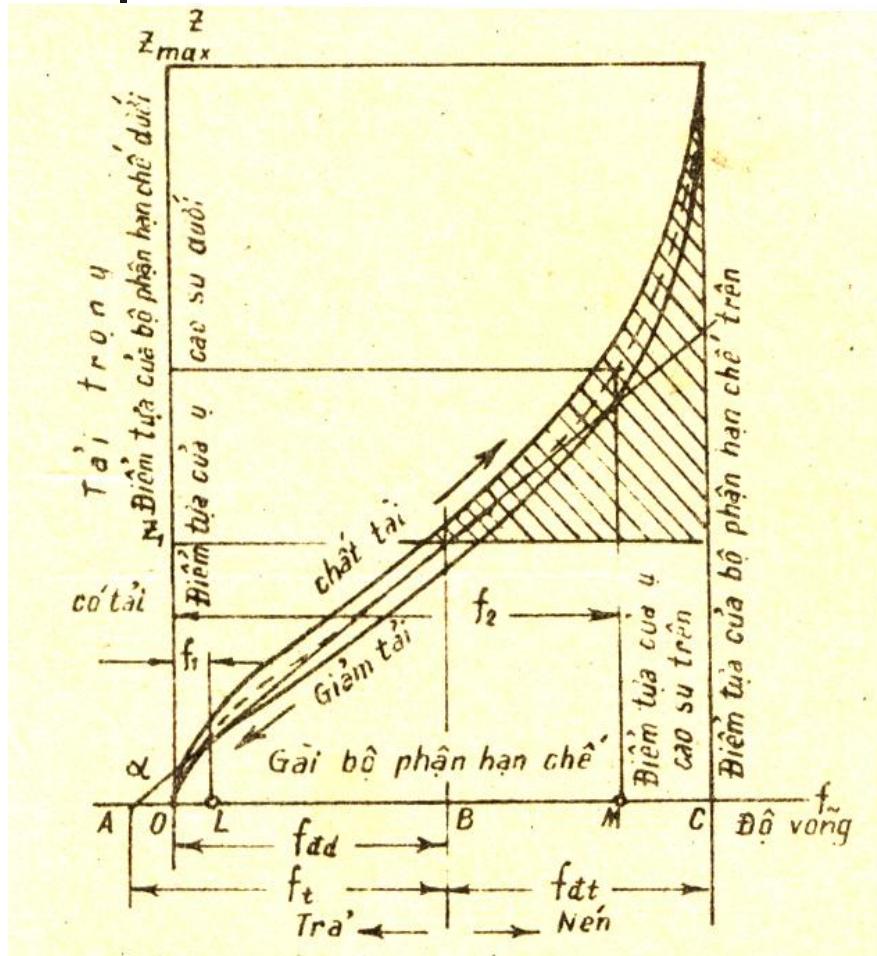
- Biến dạng f_t, f_{dt}, f_{dd}

Với phần tử đòn hồi là kim loại, đặc tính là tuyến tính $\rightarrow f_{dt} = 2.5 f_t$ là lớn, sẽ làm nâng cao trọng tâm xe \rightarrow không tốt.

Khắc phục: chọn $f_{dd}, f_{dt} = (0.5 \sim 1) f_t$

Sử dụng một phần tử đòn hồi là kim loại thì không thỏa mãn, phải kết hợp thêm các phần tử phi kim loại. VD: ụ đỡ bằng cao su (phi tuyến).

5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo



Kết hợp 2 vú cao su → đường đắc tính gồm 3 vùng:

- 1 và 3: phối hợp đắc tính hai loại phần tử đòn hồi .
- 2: đắc tính của một loại phần tử đòn hồi là kim loại.

Thông thường đường ở giữa là đường lý tưởng. Vùng tính toán thực tế là lân cận đường lý tưởng.

Đối với xe tải: sử dụng hai phần tử đòn hồi: nhíp chính và nhíp phụ.

5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo



c) Bộ phận giảm chấn:

Xây dựng đường đặc tính giảm chấn: chuyển mô hình dao động điều hòa thành dao động tắt dần.

$$M = G_{tr}$$

$$C = Z_t/f_t$$

Kết hợp với yêu cầu giảm chấn để chọn bộ phận giảm chấn có hệ số K.

Có ba dạng dập tắt:

- Dập tắt dài
- Dập tắt ngắn
- Dập tắt đột ngột

Dạng 2 là dập tắt êm dịu và nhanh → cần có ở ô tô.

Hệ số dập tắt dao động:

$$\varphi = \frac{K}{\sqrt{C.M}} = 0.25$$

5. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo

φ xác định dạng dập tắt.

Có C, M, chọn φ → tính ra K.

K gồm có hai giá trị, $K_{nén}$ và $K_{trả}$.

Các cách chọn K_n , K_{tr} :

- $K_{tr} = K_n$: giảm chấn đối xứng
- $K_{tr} \neq K_n$: giảm chấn không đối xứng

Với ô tô, chủ yếu dùng không đối xứng.

Cụ thể thường dùng $K_{tr} > K_n$, $K_{tr} = 2 K_n$.

Khi qua chỗ lõi, hệ thống treo ở trạng thái nén, chọn $K_n = K_{treo}$.

Khi qua chỗ lõm, bánh xe có xu hướng rời khỏi khung xe. M lớn dễ làm bánh xe rơi xuống, lún sâu vào chỗ lõm → cần làm giảm chấn lớn để cản lại sự rơi của bánh xe.

HẾT CHƯƠNG 7



Chapter 9

Vehicle body design

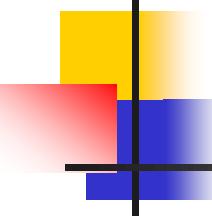
Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

HCMUT
- 2020 -

Nội dung

1. Công dụng, phân loại, yêu cầu
2. Chọn phương án
3. Thiết kế kỹ thuật



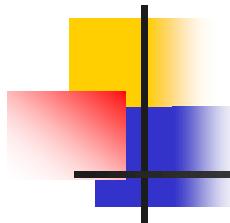
1. Công dụng – Phân loại – Yêu cầu



1. Công dụng:

Khung xe dùng để gá đỡ, lắp ghép các bộ phận của xe:

- Động cơ;
- Hệ thống truyền lực;
- Cơ cấu điều khiển;
- Các hệ thống khác.



1. Công dụng – Phân loại – Yêu cầu



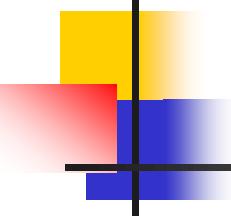
2. Phân loại:

a) Theo loại xe:

- Khung xe tải
- Khung vỏ xe buýt
- Khung vỏ xe du lịch.

b) Theo kết cấu:

- Dạng dầm: xà dọc, xà ngang liên kết;
- Dạng giàn không gian;
- Dạng xương sống;
- Dạng tấm liền khối.



1. Công dụng – Phân loại – Yêu cầu



3. Yêu cầu:

- Đủ cứng vững để cố định các cụm gắn trên khung;
- Hạ thấp trọng tâm xe;
- Có tính công nghệ, tiết kiệm.

CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



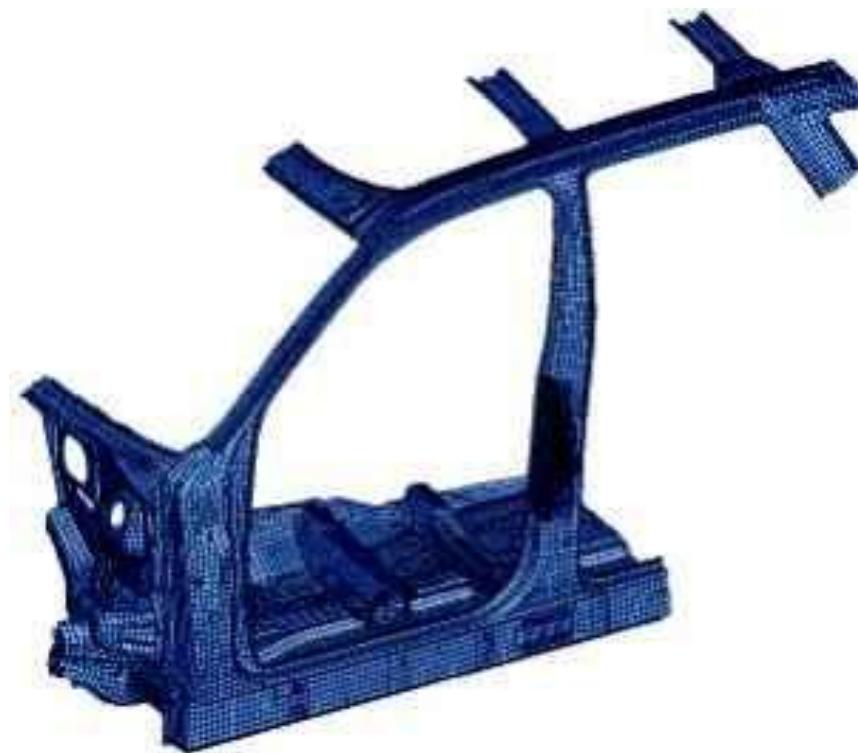
1. Tiết diện ngang của xà dọc phải chọn theo phép tính uốn và xoắn khung.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



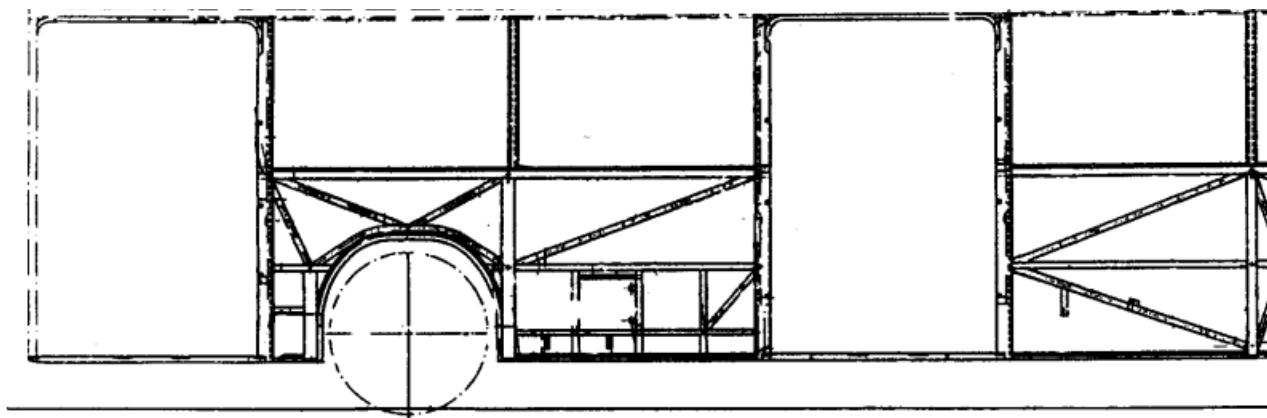
1. Tiết diện ngang của xà dọc phải chọn theo phép tính uốn và xoắn khung.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



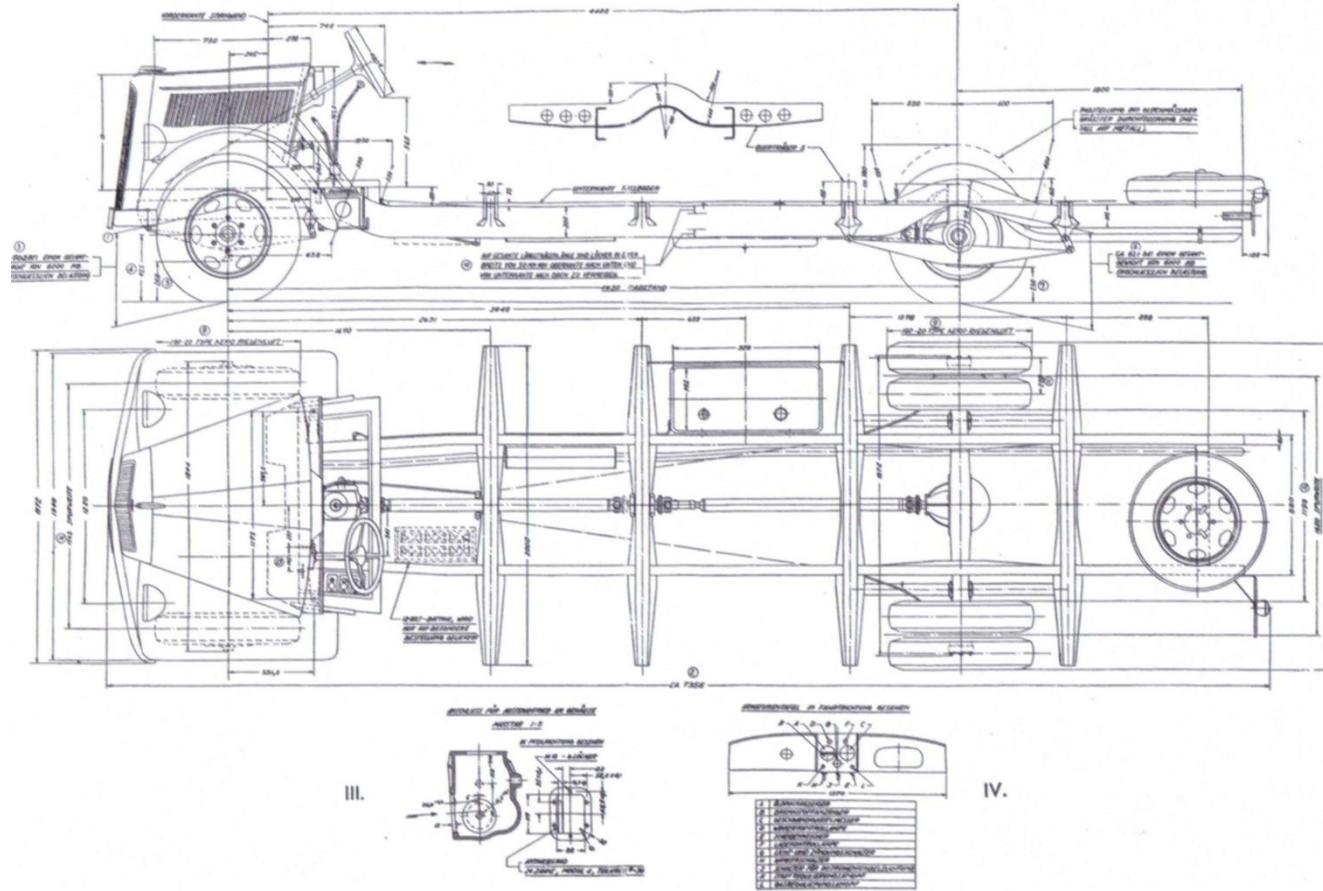
2. Để hạ thấp trọng tâm và chiều cao sàn xe đầm dọc phải uốn cong ở các cầu trước, sau.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



2. Để hạ thấp trọng tâm và chiều cao sàn xe đầm dọc phải uốn cong ở các cầu trước, sau.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



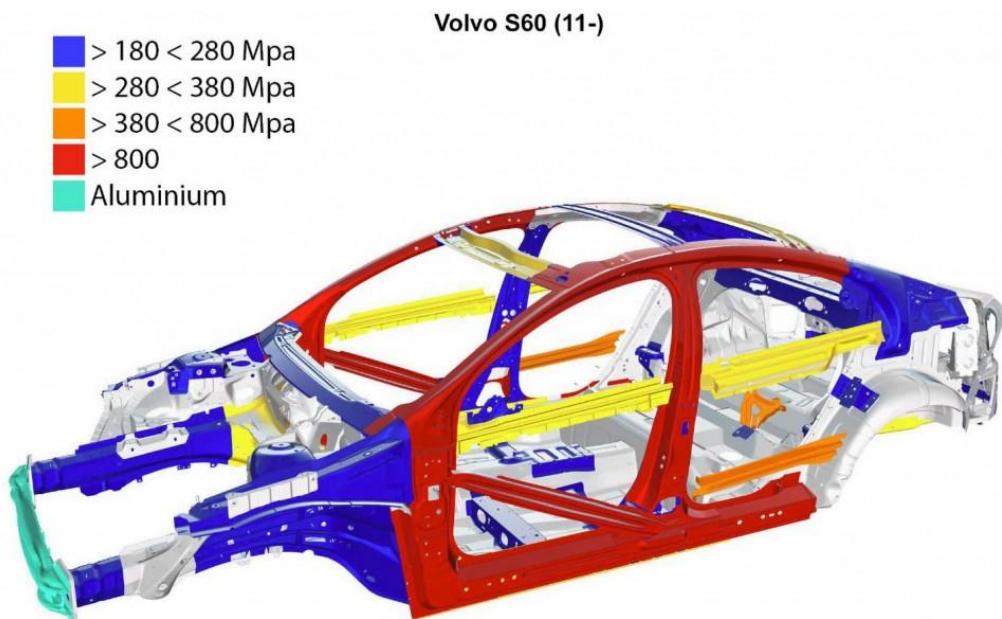
2. Để hạ thấp trọng tâm và chiều cao sàn xe đầm dọc phải uốn cong ở các cầu trước, sau.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



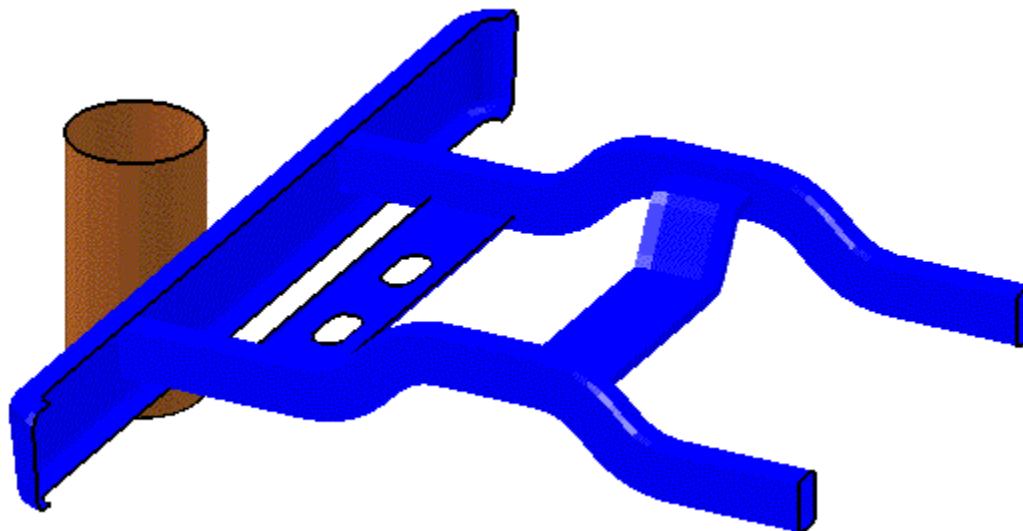
3. Khung phải đảm bảo độ cứng để đảm bảo vị trí tương đối giữa các cụm.



CÁC YÊU CẦU CỦA KHUNG Ô TÔ



4. Dầm ngang phải đảm bảo không cho dầm dọc dịch chuyển dọc.



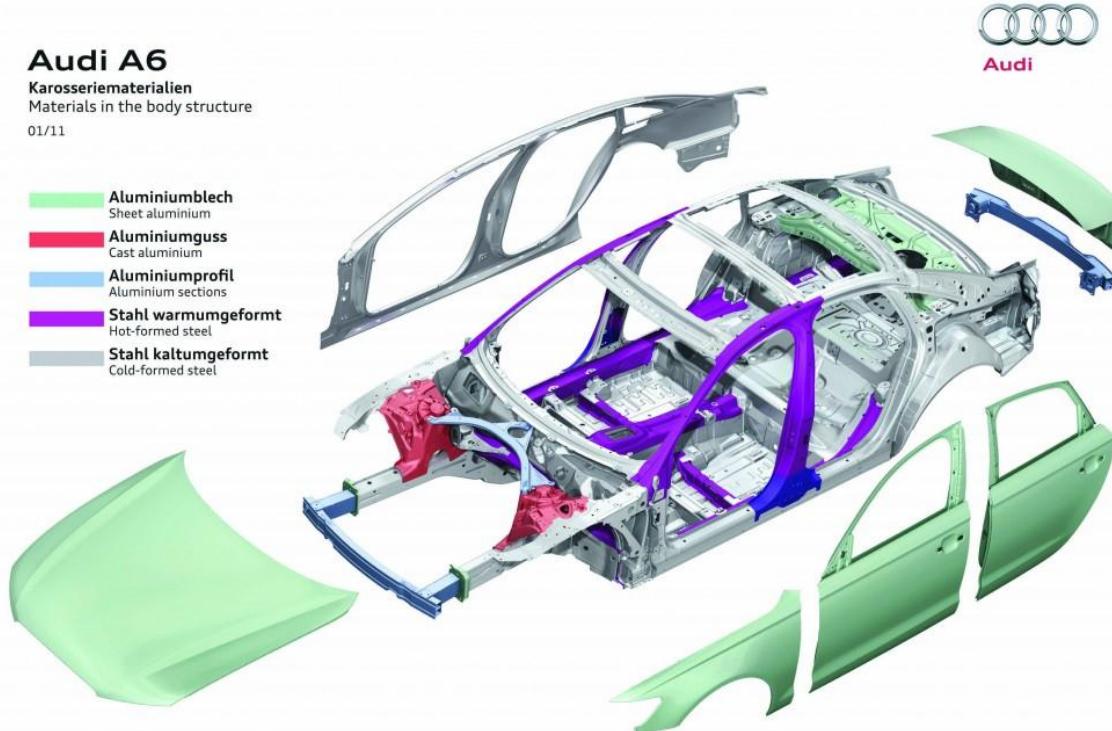
CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ

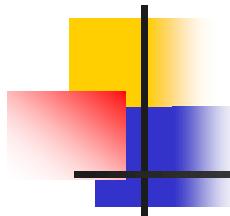


1. Có đủ khoảng không gian cho hành khách, hàng hoá và thiết bị.

Audi A6
Karosseriematerialien
Materials in the body structure
01/11

| | |
|--|--|
| | Aluminiumblech Sheet aluminium |
| | Aluminiumguss Cast aluminium |
| | Aluminiumprofil Aluminium sections |
| | Stahl warmumgeformt Hot-formed steel |
| | Stahl kaltumgeformt Cold-formed steel |

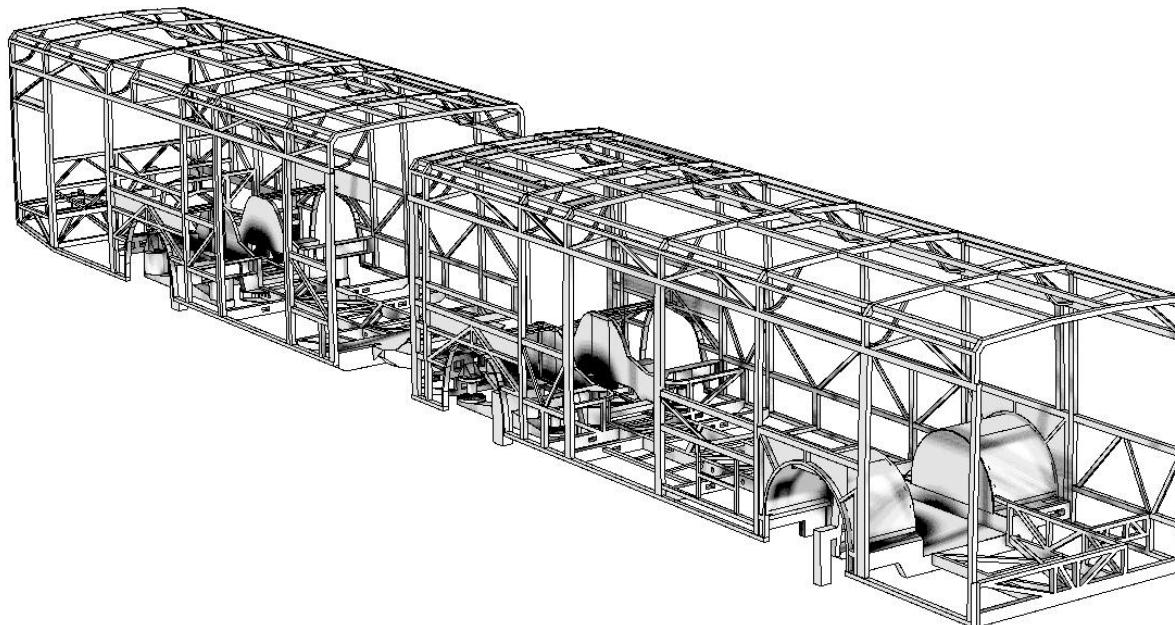


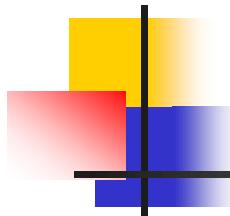


CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



1. Có đủ khoảng không gian cho hành khách, hàng hoá và thiết bị.





CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



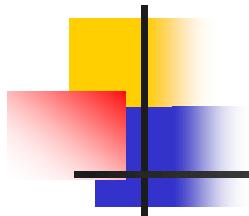
2. Chỗ ra vào của hành khách cũng như hàng hóa phải tiện lợi.



CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ

2. Chỗ ra vào cửa hành khách cũng như hàng hóa phải tiện lợi.

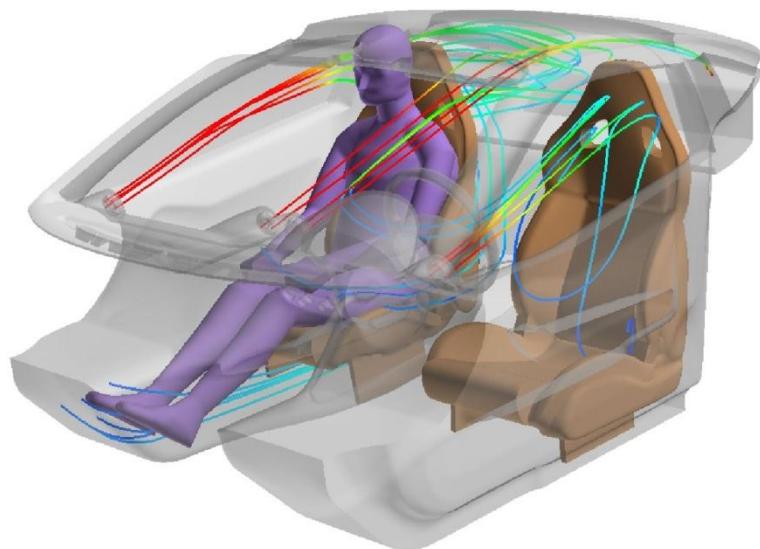


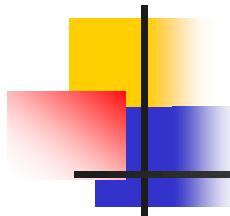


CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



3. Phải đảm bảo cách bụi, cách nhiệt, cách âm, và khí thải từ bên ngoài cho khách ngồi.





CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



4. Giữ cho khách ngồi không bị chấn động và tiếng ồn bởi động cơ.

 INFOCOCHES.COM



CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



Yêu cầu giảm lực cản

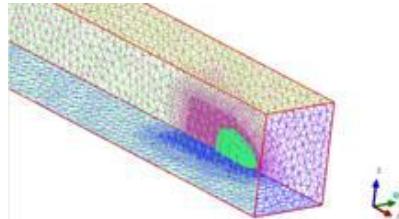


Figure 2 the mesh of the wind tunnel.



Figure 3 the car and the driver in it.

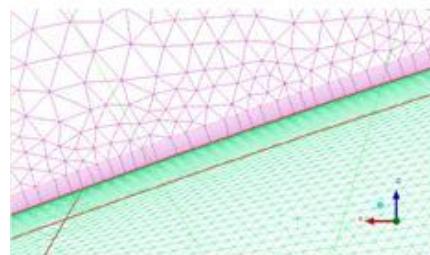


Figure 4 the prism layer on the body. My results on Ahmed body showed that these layers are necessary to have an accurate result.

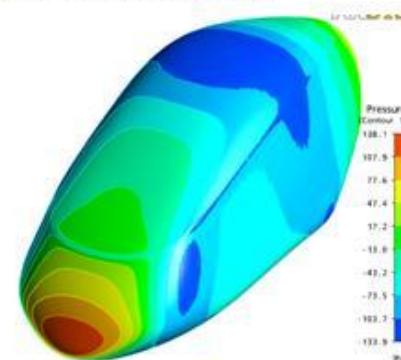
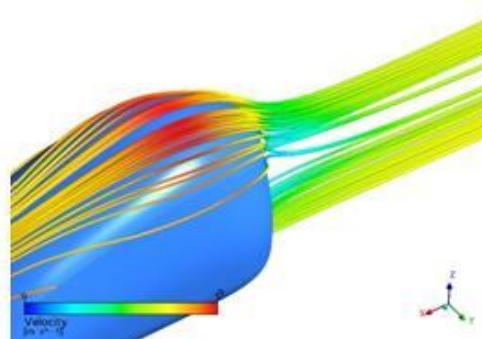


Figure 5 the pressure on the body

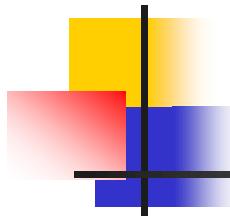


CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



Yêu cầu an toàn

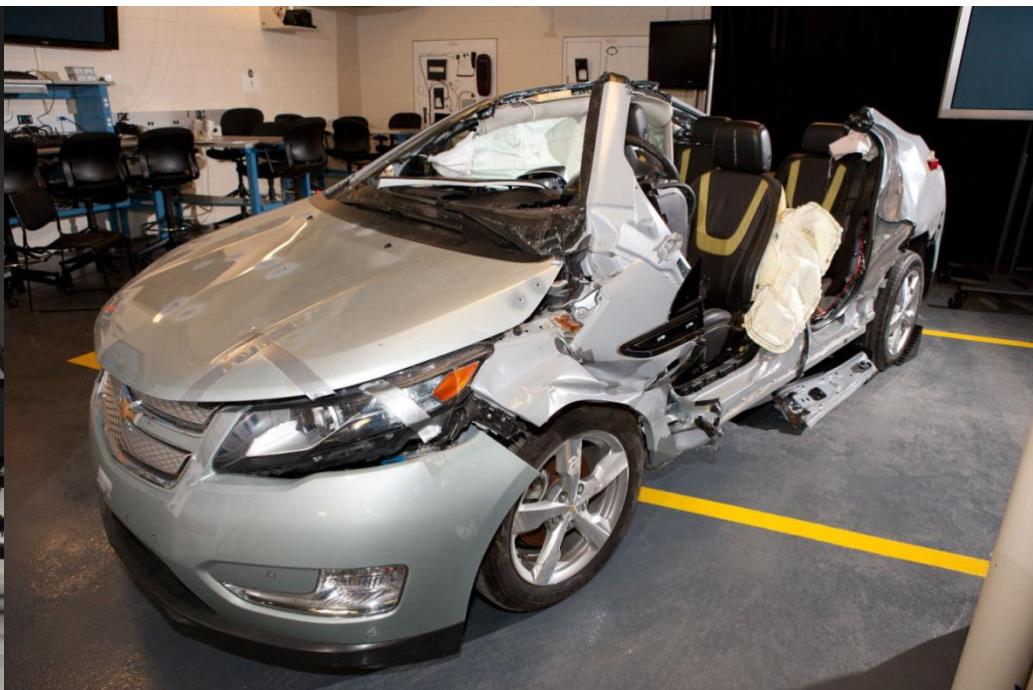




CÁC YÊU CẦU CỦA VỎ Ô TÔ



Yêu cầu an toàn



2. Phương án: Khung xe tải

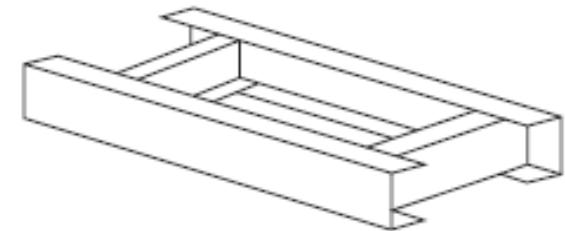
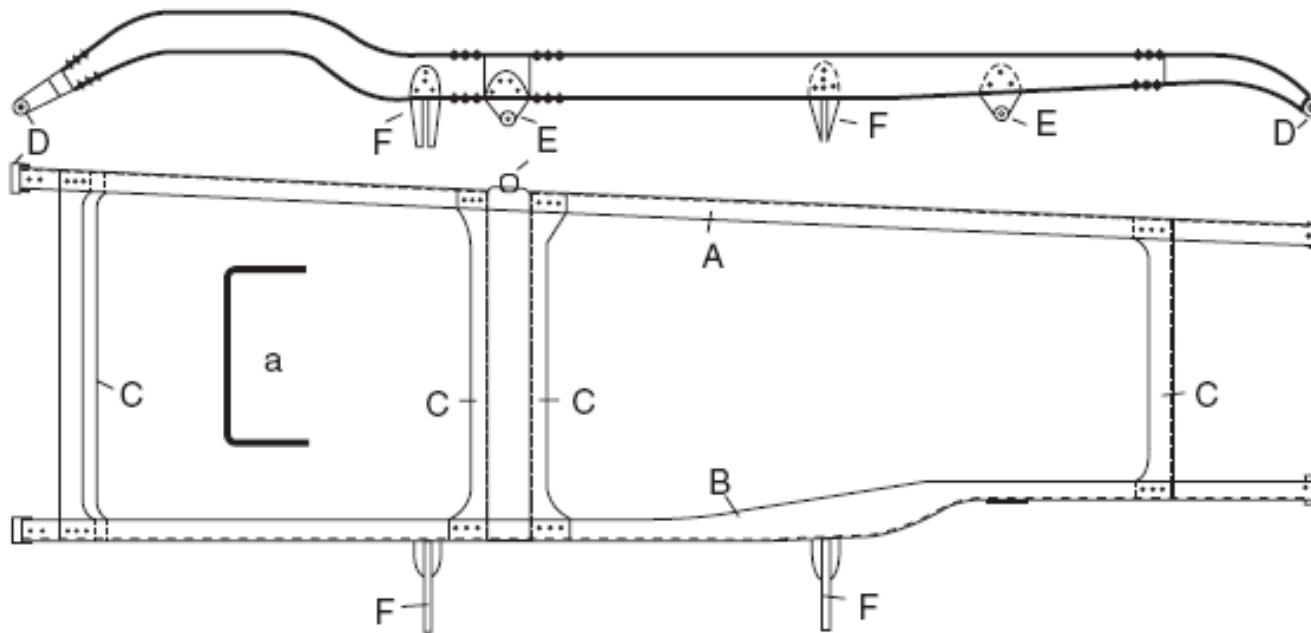


Figure 6.8 Basic ladder frame channel sections

Là dạng khung ra đời sớm nhất.

Dạng thang (ladder-type frame), với hai đà dọc được liên kết bằng các đà ngang, trong đó đà dọc chịu lực chính: chịu tải, các lực dọc, lực ngang.

Khung xe tải



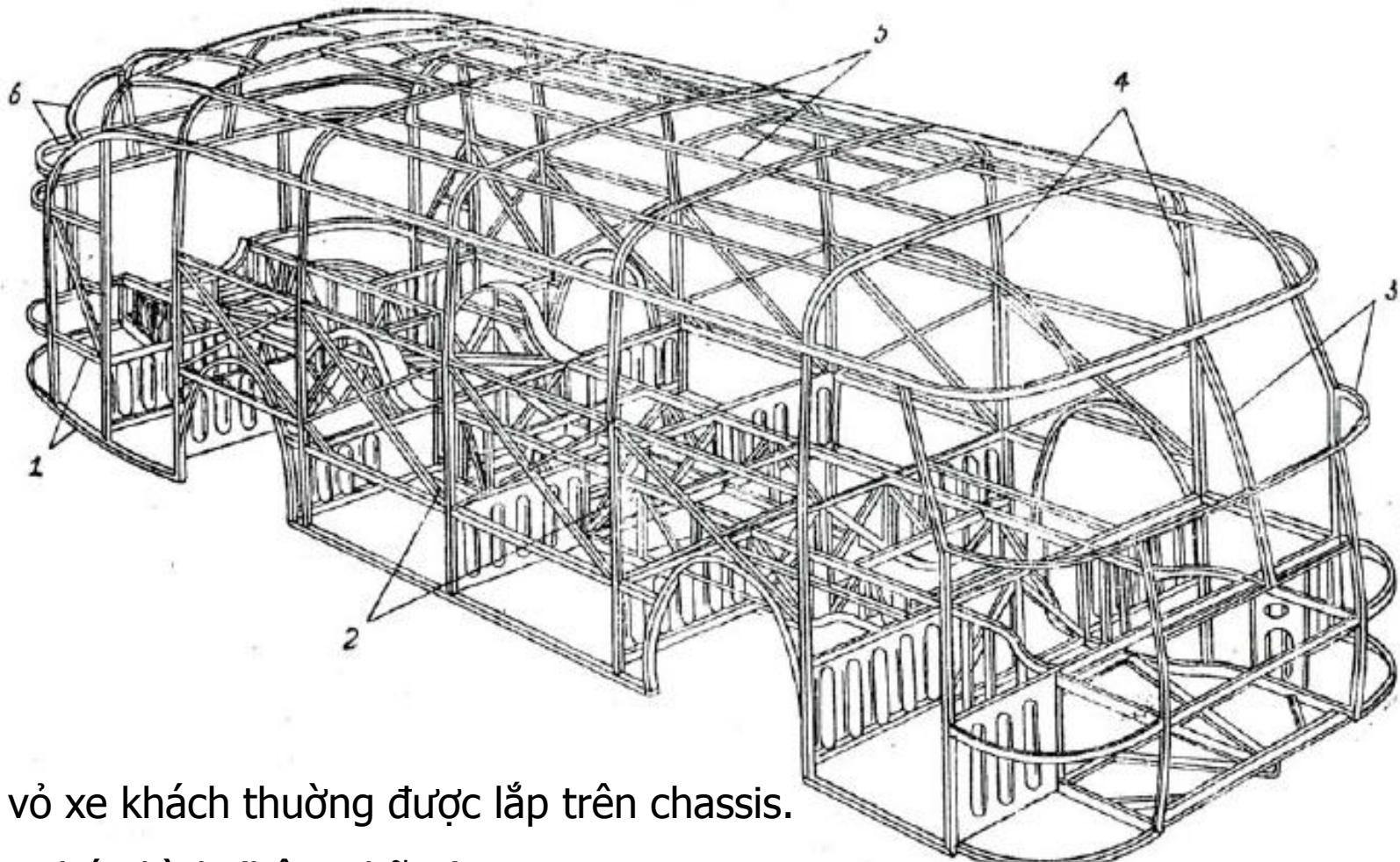
- Tiết diện dầm dọc: chữ C, chiều cao giảm dần.
- Khung thường được uốn cong tại các vị trí lắp bánh xe.
- Các thanh giằng ngang (C) tăng độ cứng xoắn.



Khung xe tải

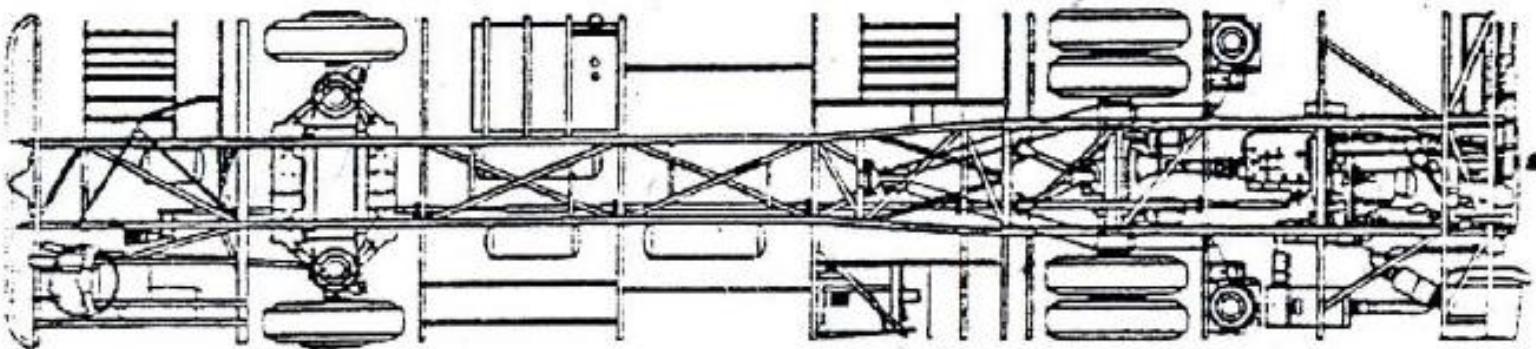
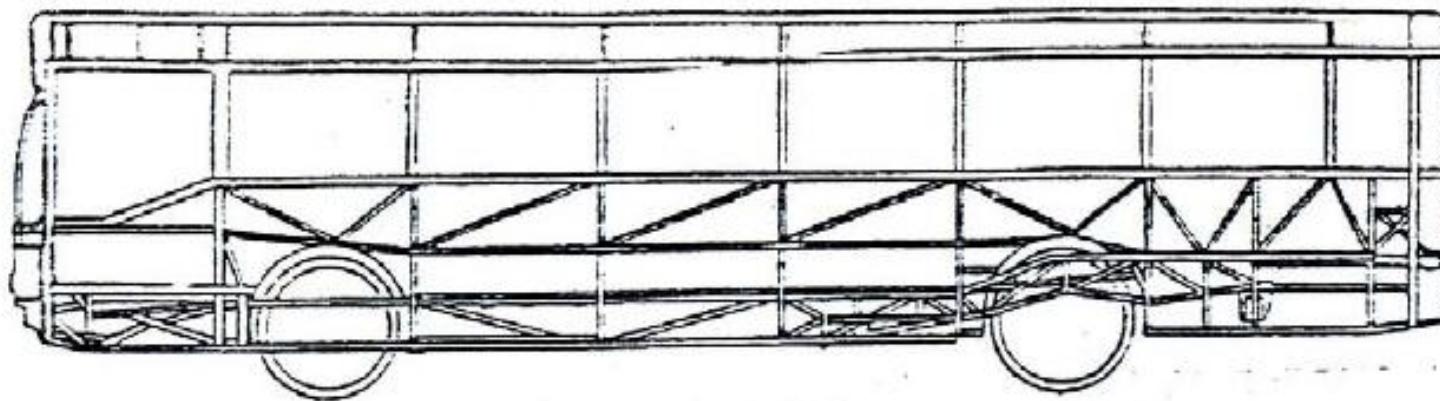
- **Ưu điểm:** giá thành rẻ.
- **Nhược điểm:** vì có cấu trúc 2 chiều nên độ cứng xoắn thấp hơn hẳn so với các loại khung gầm khác.

Khung vỏ xe khách, buýt

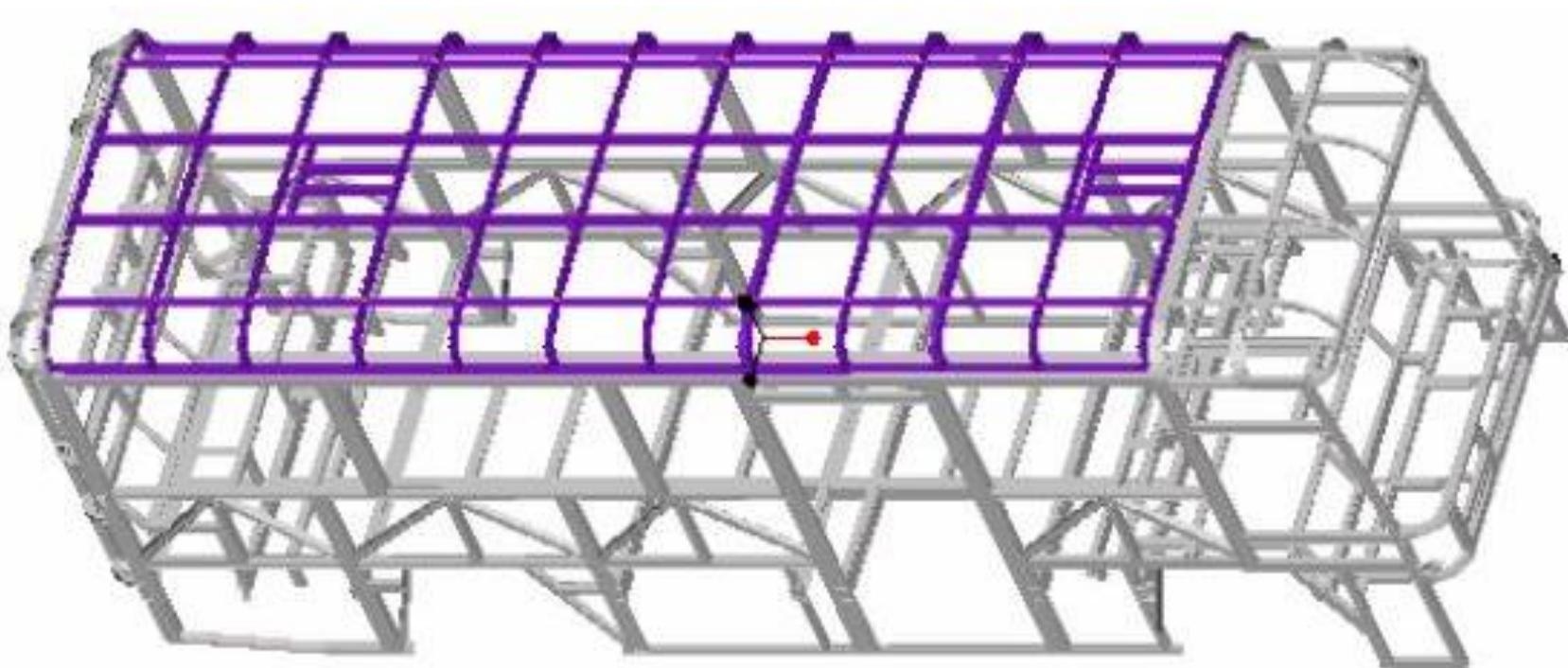


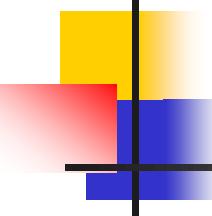
- Khung vỏ xe khách thường được lắp trên chassis.
- Vật liệu: thép hình (hộp, chữ C).
- Bọc ngoài bằng thép tấm (dày 1 – 2mm).

Khung vỏ xe khách, buýt

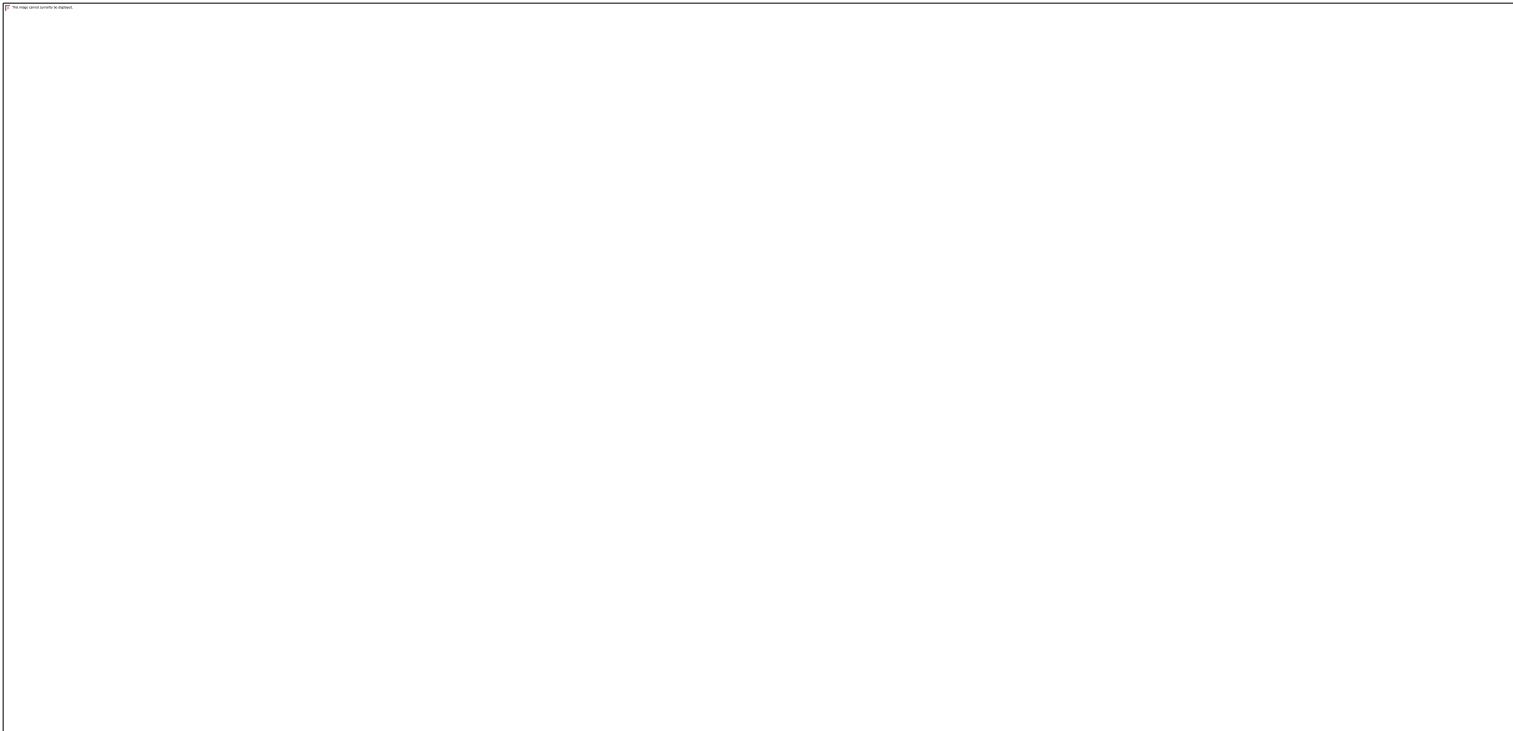


Khung vỏ xe khách, buýt





Khung vỏ xe SUV



Khung dạng thang tương tự xe tải.

Thanh chéo: phần tử chịu xoắn chính (cruciform frame).

Mặt cắt ngang dạng hộp với nhiều hình dạng khác nhau.

Khung vỏ xe SUV

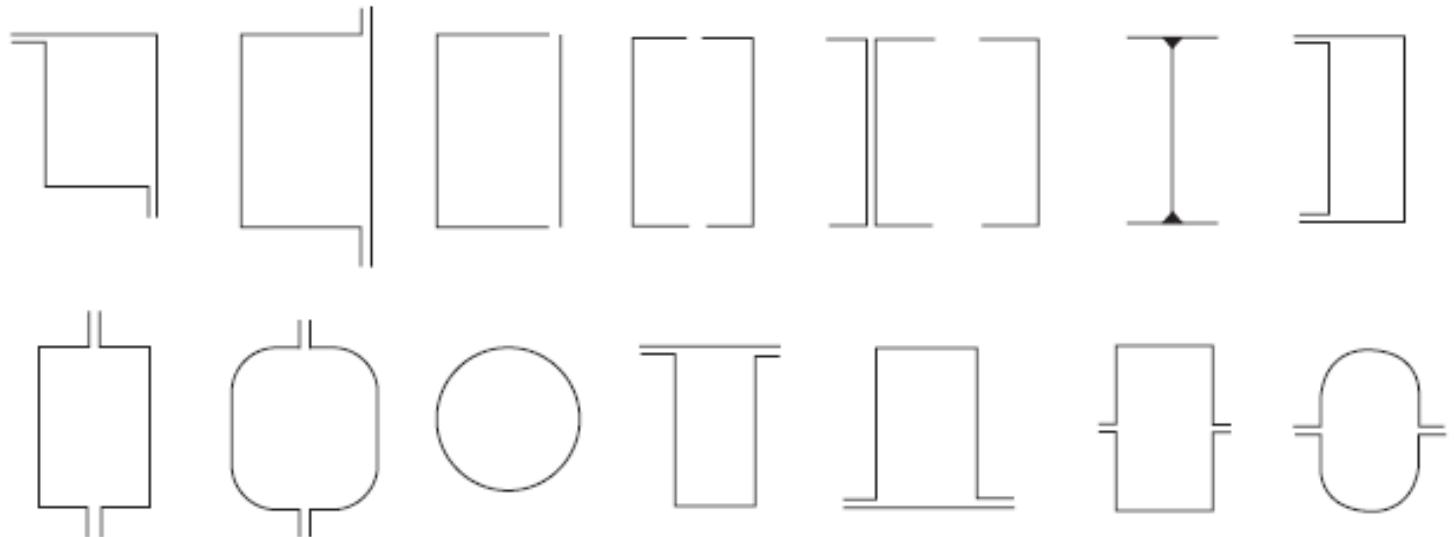
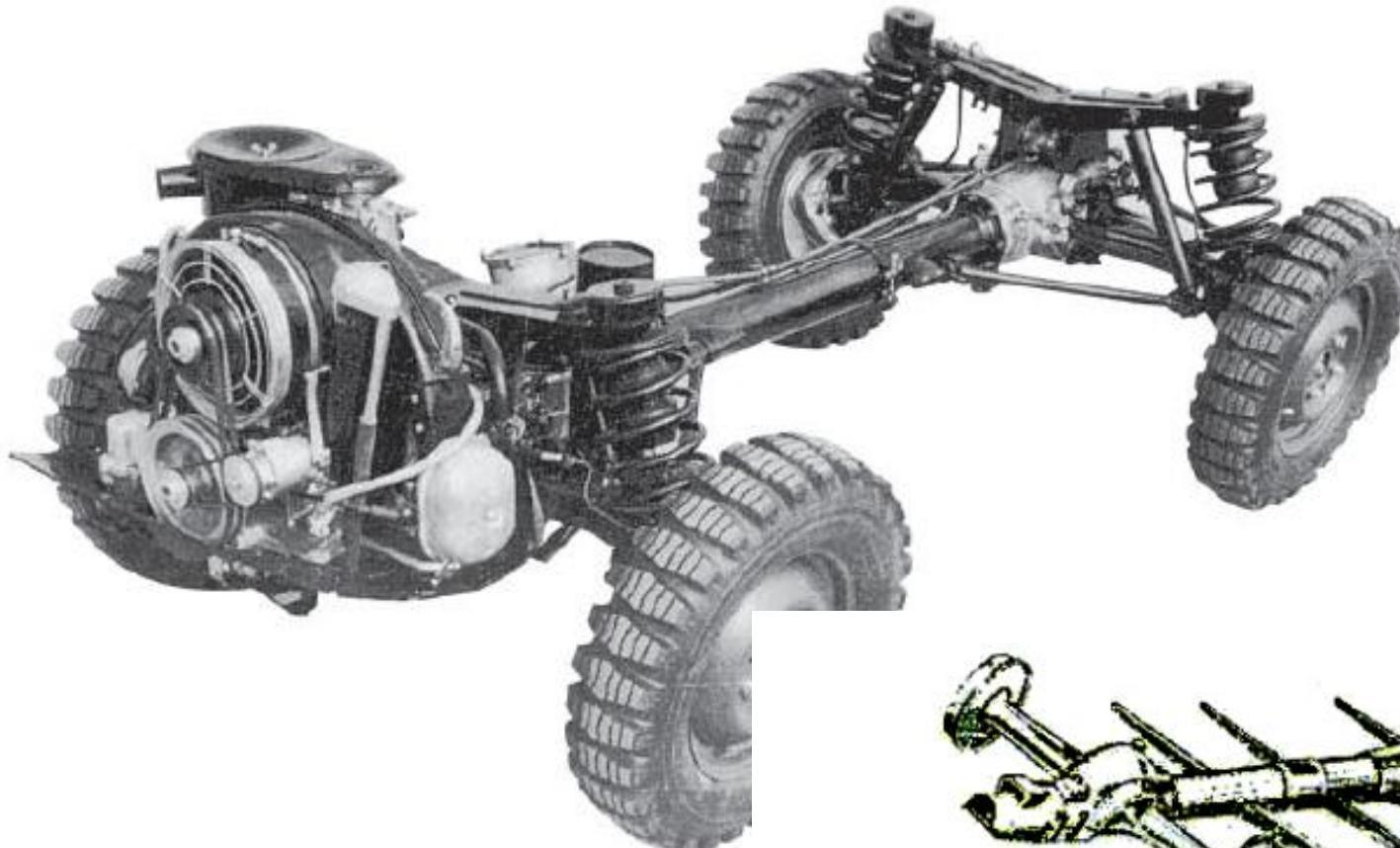


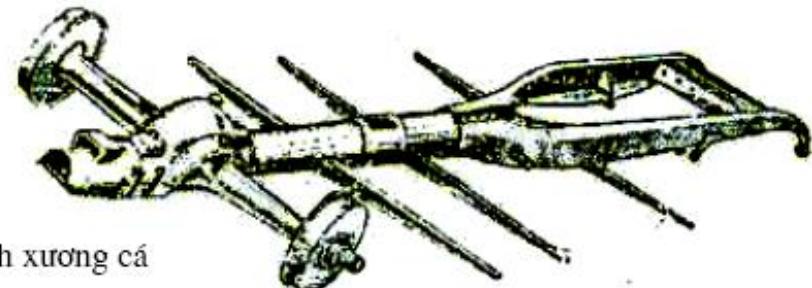
Fig. 35.2 Some chassis-frame sections

Mặt cắt ngang khung xe

Khung vỏ xe SUV



Khung hình xương cá



Khung dạng ống xương cá

Khung vỏ xe SUV



Có dạng một xương sống hình ống rắn chắc (thường mặt cắt hình chữ nhật hay ống tròn) nối trực trước và sau đồng thời chịu gần như toàn bộ lực cơ học. Bên trong loại khung gầm này có một khoảng trống dành cho trục lái rất thích hợp với những loại xe FR. Toàn bộ hệ dẫn động, động cơ và hệ thống treo đều nối với hai đầu của xương sống. Thân xe được dựng trên xương sống thường làm từ sợi thủy tinh.



Khung vỏ xe SUV

- *Ưu điểm:*

- Thích hợp cho dòng xe thể thao loại nhỏ.

- Cấu trúc đơn giản giúp giảm chi phí.

- Tiết kiệm không gian.

- *Nhược điểm:*

- Không thể bảo vệ người lái trong các vụ va chạm bên.

Khung vỏ xe du lịch: Khung không gian

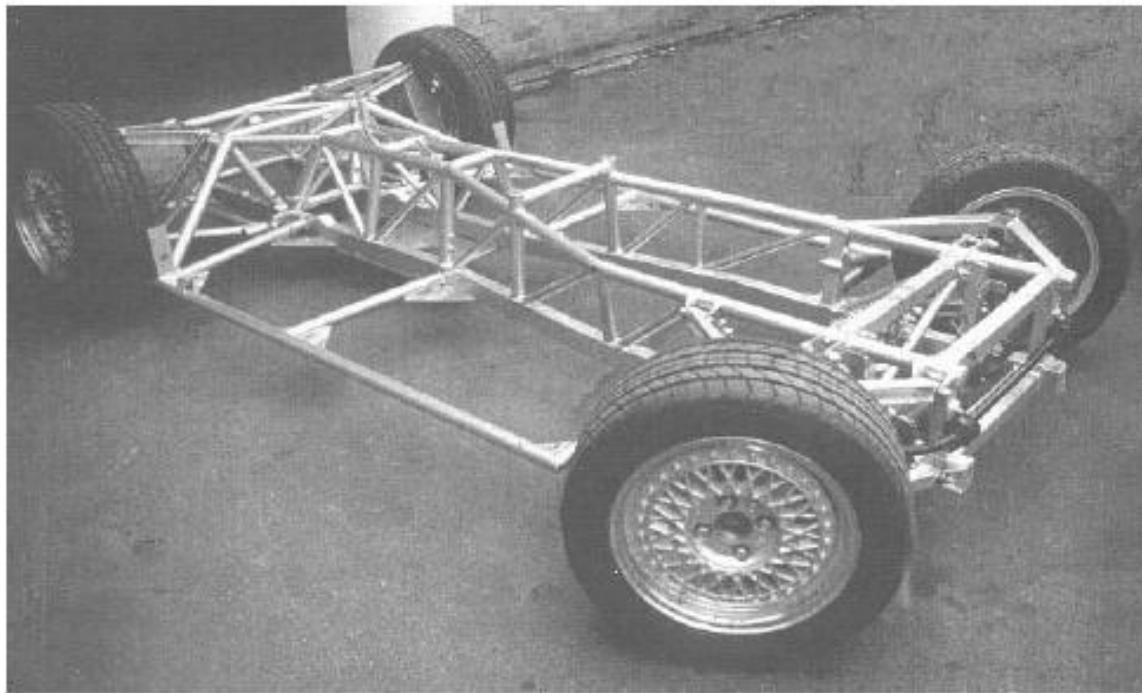


Figure 3.15 Backbone chassis made of triangulated tubes (from author's collection, courtesy TVR Ltd).

Khung không gian sử dụng các ống mặt cắt hình tròn (hoặc hình vuông để dễ nối với các tấm pa-nô ốp thân, mặc dù hình tròn mới là loại cho lực tối đa). Các ống được đặt theo nhiều hướng khác nhau nhằm tạo ra lực cơ học chống lại các lực tác động từ khắp mọi nơi. Chúng được hàn lại với nhau và tạo thành một cấu trúc rất phức tạp.

Khung vỏ xe du lịch: Khung không gian

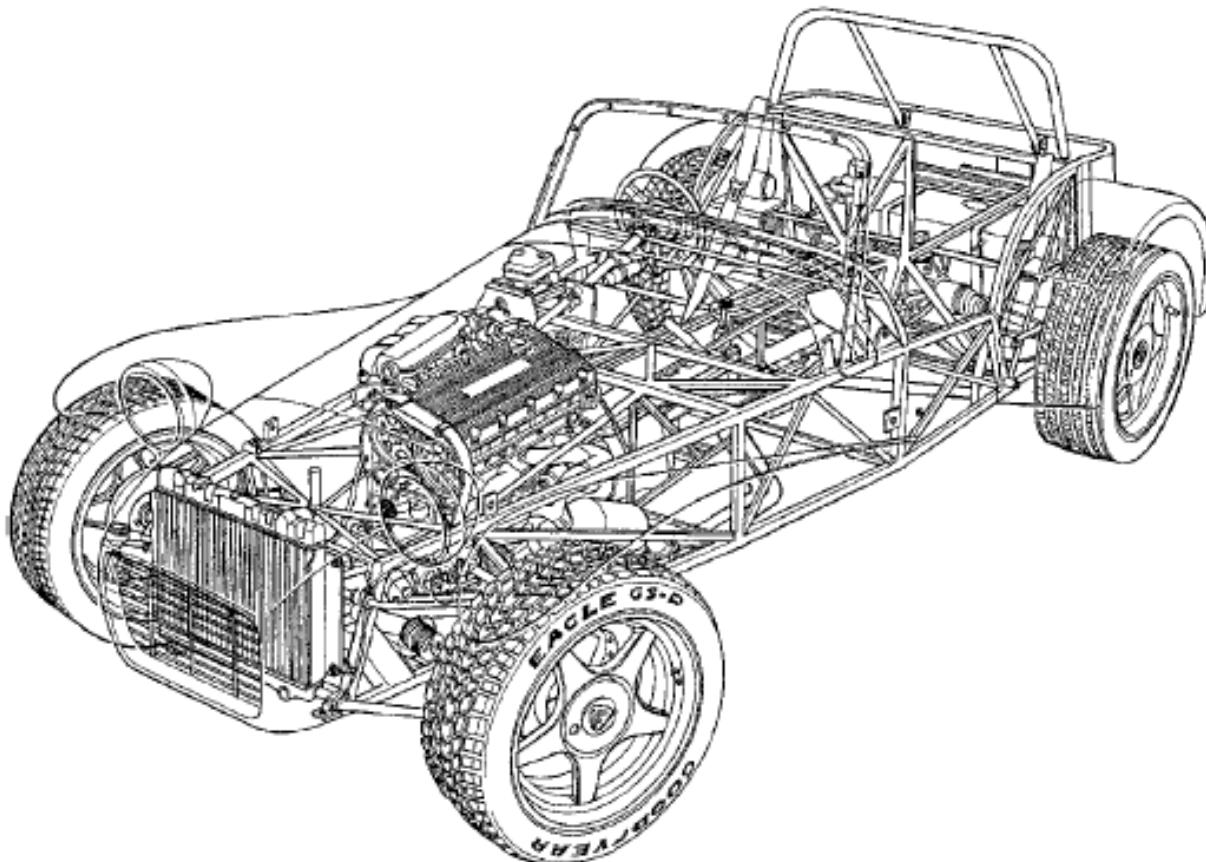


Figure 3.16 Triangulated sports car structure (courtesy of Caterham Cars Ltd).

Khung không gian.

Khung vỏ xe du lịch: Khung không gian

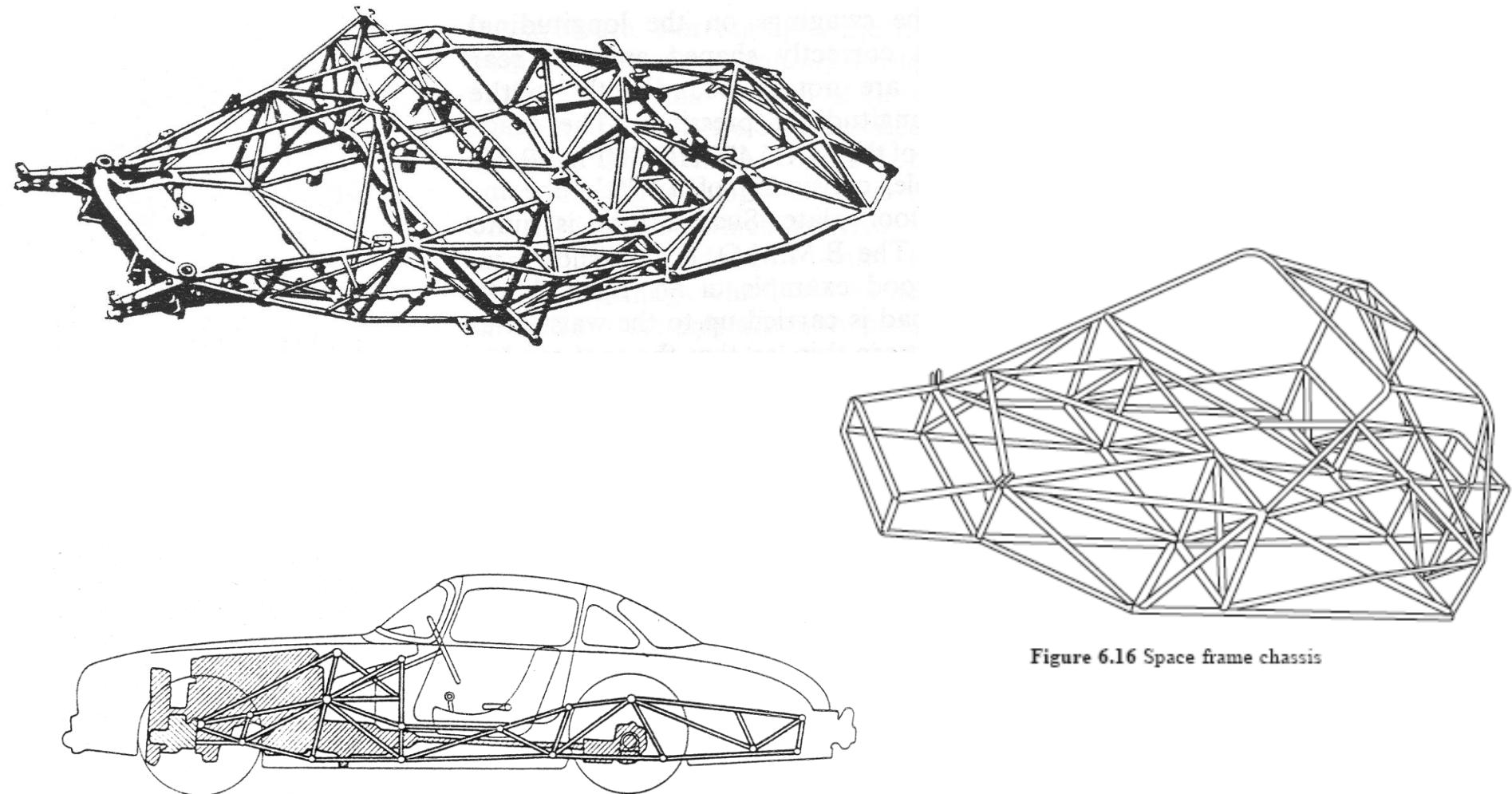


Figure 6.16 Space frame chassis

Khung không gian.



Khung vỏ xe du lịch: Khung không gian

- *Ưu điểm:* rắn chắc từ mọi phía (so với khung gầm hình thang và khung gầm liền thân với trọng lượng tương đương).

- *Nhược điểm:*

Rất phức tạp, tốn kém và mất nhiều thời gian để chế tạo.

Chiếm nhiều không gian, tăng chiều cao của ngưỡng cửa và gây khó khăn cho người sử dụng khi ra vào xe.

Khung vỏ xe du lịch: Khung liền khối



Figure 3.21 Citroën 11 CV of 1934 (courtesy of Automobiles Citroën SA).

Trên thực tế, khung gầm liền khối là sự kết hợp của nhiều miếng hàn chặt với nhau. Trong đó, miếng có kích thước lớn nhất là sàn xe.

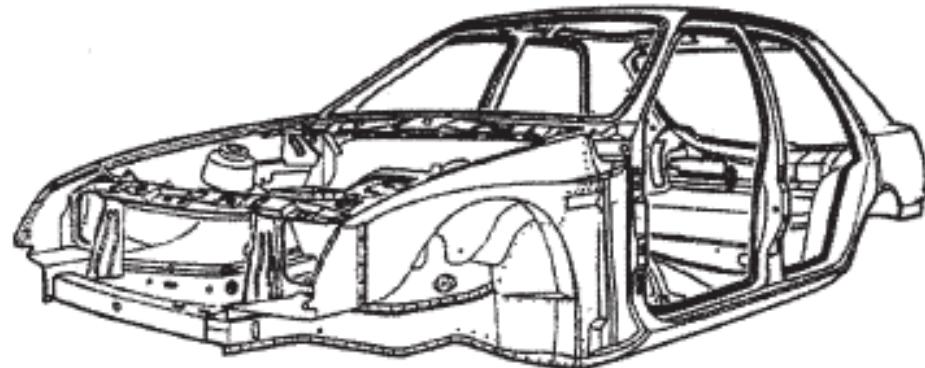


Figure 6.18 A typical passenger car integral structure

Khung vỏ xe du lịch: Khung liền khối

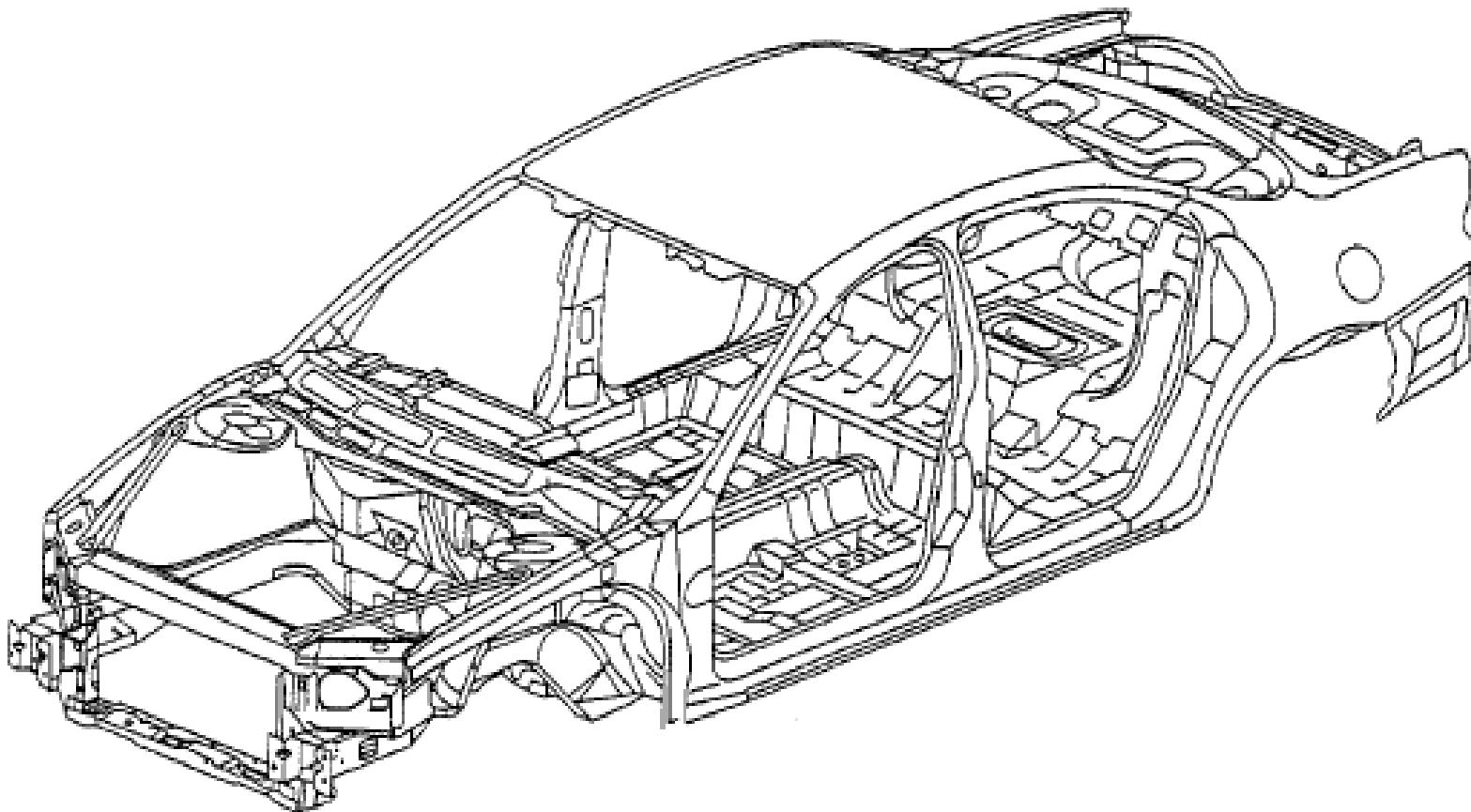
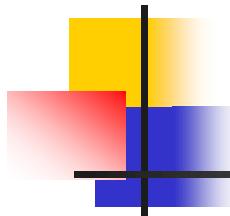


Figure 3.23 Modern integral body-in-white (courtesy General Motors Corporation).

Khung gầm liền khối



Khung vỏ xe du lịch: Khung liền khố



- *Ưu điểm:*

- Sản xuất hàng loạt nên rẻ,
Khả năng bảo vệ khi xảy ra va chạm tốt
Tiết kiệm không gian.

- *Nhược điểm:* nặng và không thích hợp cho các dây chuyền sản xuất quy mô nhỏ.

Khung vỏ xe du lịch: ULSAB



Figure 3.25 The ultralight steel auto body (ULSAB) (courtesy of the ULSAB consortium).

Khung gầm liền khối ULSAB ra đời nhằm thay thế loại khung gầm liền khối thông thường với trọng lượng quá lớn. (ULSAB = Ultra Light Steel Auto Body)

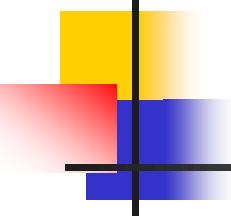
Khung vỏ xe du lịch: ULSAB



Có cấu trúc tương tự khung gầm liền khối thông thường. Điểm khác biệt: khung gầm liền khối ULSAB sử dụng các phụ kiện Hydroform, thép đa lớp và hàn laze.

Hydroform là công nghệ mới dùng để tạo hình kim loại theo ý muốn thay cho dập. Công nghệ dập thông thường tạo ra tấm có độ dày không đồng nhất – phần gờ và góc luôn mỏng hơn bề mặt. Để duy trì độ dày tối thiểu mà vẫn có được độ cứng như ý, các nhà thiết kế phải chọn các tấm kim loại lá dày hơn yêu cầu. Trong khi đó, công nghệ hydroform rất khác biệt. Thay vì sử dụng kim loại lá, công nghệ này tạo ra các ống kim loại mỏng. Ống kim loại được xếp thành một khối tạo hình theo ý muốn. Sau đó, một dung dịch áp suất cao sẽ được bơm vào ống và lấp kín bề mặt bên trong khối. Do áp suất của dung dịch là đồng nhất nên độ dày của kim loại cũng giống hệt nhau. Nhờ đó, các nhà thiết kế có thể sử dụng thép có độ dày tối thiểu để giảm trọng lượng.

Thép đa lớp chính là sự kết hợp giữa lõi nhựa dẻo nóng (polypropylen) với hai lớp thép cực mỏng kẹp xung quanh giúp giảm 50% trọng lượng so với một miếng thép đồng nhất mà không ảnh hưởng đến tính năng. Loại thép này rất cứng nên thường được sử dụng ở những khu vực cần độ cứng uốn cong lớn. Tuy nhiên, không phải chỗ nào cũng dùng được thép đa lớp bởi vì nó phải đi kèm với các khớp nối chắc chắn hoặc tán định thay cho hàn.

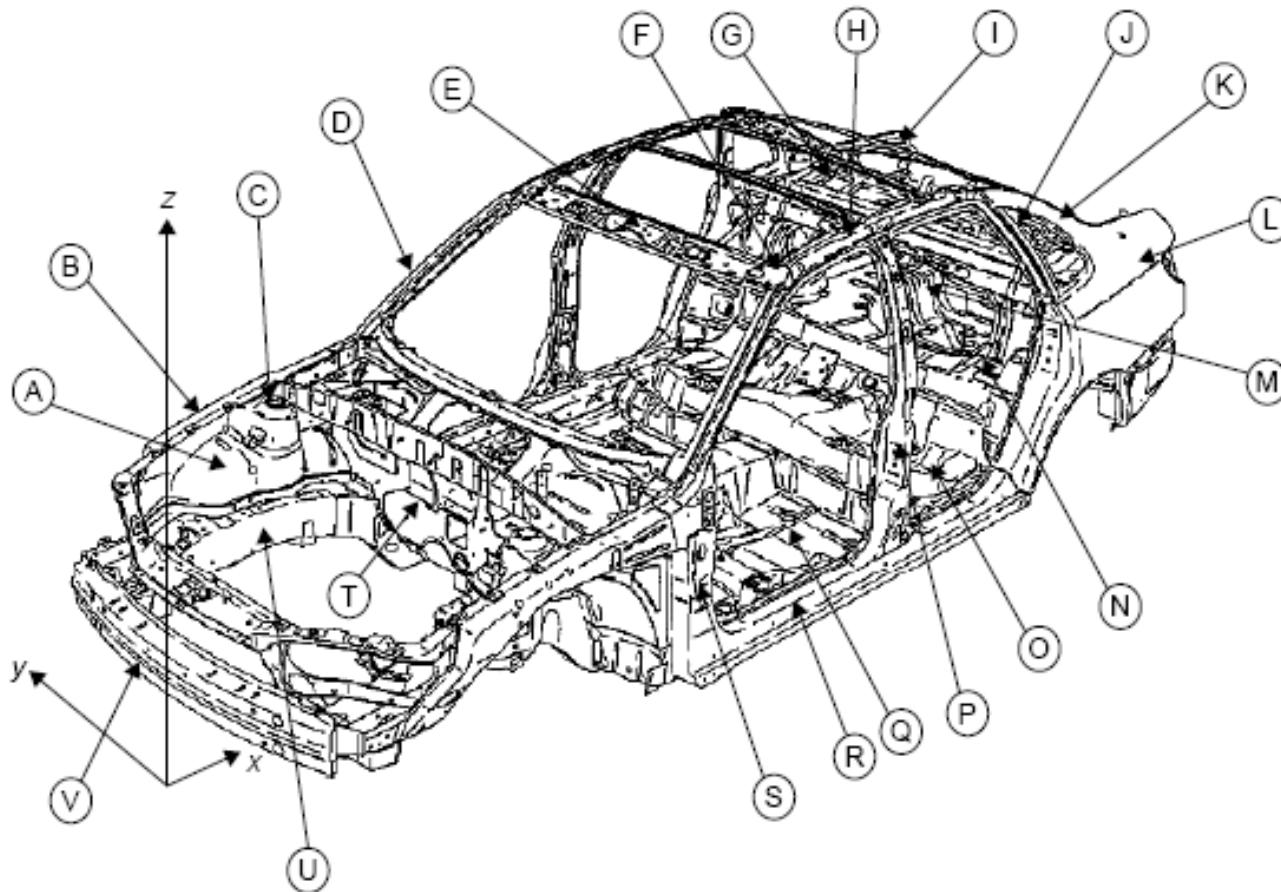


Khung vỏ xe du lịch: ULSAB



- *Ưu điểm:* rắn chắc và nhẹ hơn khung gầm liền khôi thông thường mà không tăng chi phí sản xuất. Khung gầm ULSAB nhẹ hơn 36% và cứng hơn 50% so với loại khung gầm liền khôi thông thường
- *Nhược điểm:* độ rắn chắc và trọng lượng chưa thích hợp cho các loại xe thể thao hạng nhất.

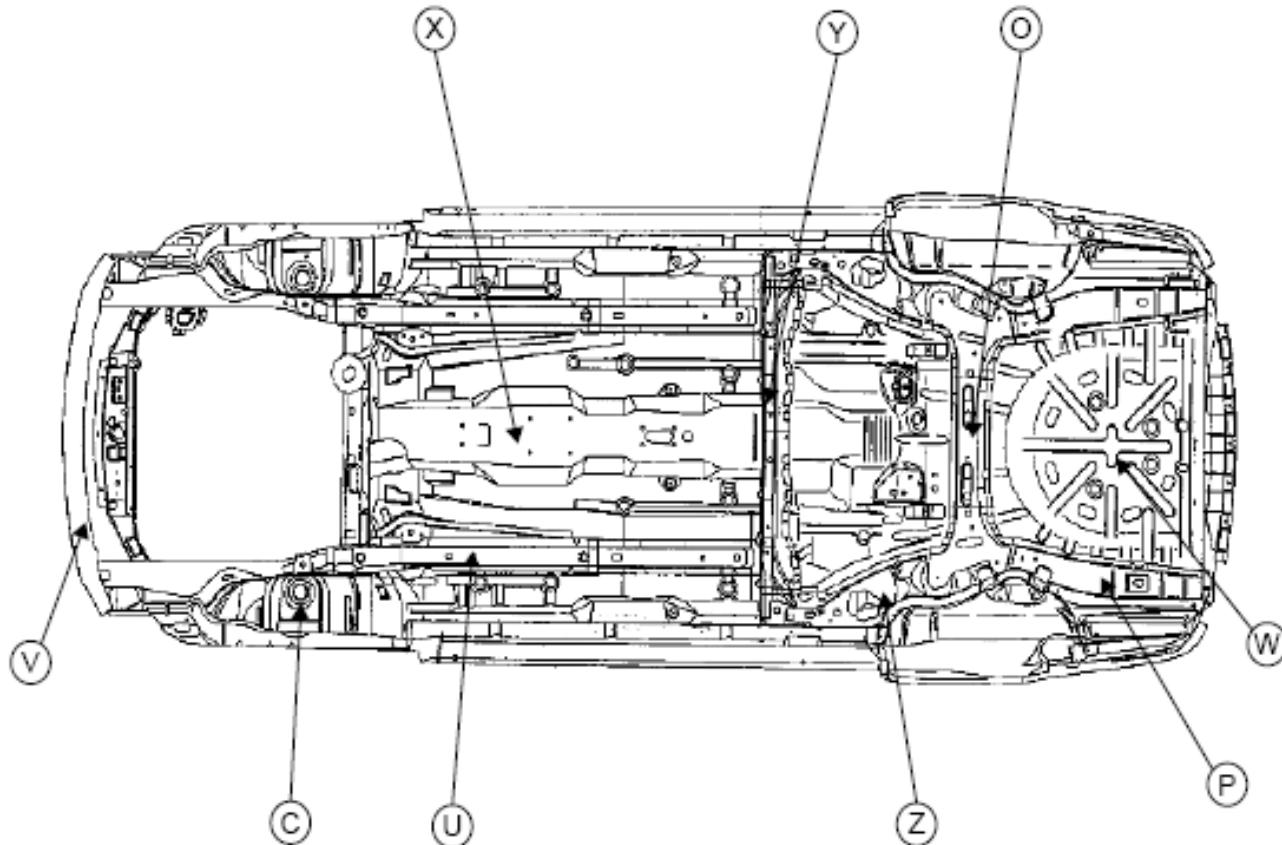
Khung vỏ xe du lịch: thuật ngữ



Glossary of 'body-in-white' components (courtesy of General Motors).

Các thuật ngữ thông dụng

Khung vỏ xe du lịch



Glossary of underfloor structure components (courtesy of General Motors).

Các thuật ngữ thông dụng

| <i>Item</i> | <i>UK description</i> | <i>US description</i> |
|-------------|------------------------------|-----------------------------------|
| A | Inner wing panel | Motor compartment side panel |
| B | Upper wing member | Motor compartment upper rail |
| C | Suspension tower | Shock tower |
| D | Upper 'A'-pillar | 'A'-pillar or windshield pillar |
| E | Windscreen header rail | Windshield header or front header |
| F | Roof stiffener | Roof bow |
| G | Rear parcel tray | Package shelf |
| H | Cantrail | Side roof rail |
| I | Backlight frame | Backlite header or rear header |
| J | 'C'-pillar | 'C'-pillar |
| K | 'D'-pillar | 'D'-pillar |
| L | Rear quarter panel | Rear quarter panel |
| M | Boot floor panel | Rear compartment pan |
| N | Rear seatback ring | Rear seatback opening frame |
| O | Rear seat panel | Rear seatback panel |
| P | 'B'-pillar | 'B'-pillar or center pillar |
| Q | Floor panel | Floor pan |
| R | Sill | Rocker or rocker panel |
| S | Lower 'A'-pillar | Front body hinge pillar (FBHP) |
| T | Dash panel | Dash panel |
| U | Engine (longitudinal) rail | Motor compartment lower rail |
| V | Front bumper | Front bumper |
| W | Spare wheel well | Spare tire well |
| X | Centre (longitudinal) tunnel | Tunnel |
| Y | Rear seat cross-beam | # 4 crossbar |
| Z | Rear suspension support beam | # 5 crossbar |

Ký hiệu trên khung - VIN



VIN = Vehicle Identification Number, là hệ thống đánh số khung theo tiêu chuẩn quốc tế gồm 17 ký tự.

VD: *JAA NKR55LV710009*

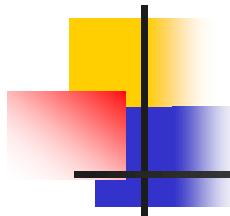
- Số khung gồm 3 phần chính, được tạo nên bởi các số và chữ, nhưng không sử dụng chữ I, O, Q.
- 03 ký tự đầu: Khu vực nhận biết nhà sản xuất. Các ký tự này được quy định trên toàn thế giới.

Ví dụ: JAA - Ô tô Isuzu sản xuất tại Việt Nam

KMH – Ô tô của nhà máy Hyundai Motor Company's Pass car ,

Korea.

- 06 ký tự tiếp: Khu vực miêu tả xe. Các ý nghĩa của các chữ, số này do nhà sản xuất quy định, cho biết các thuộc tính chung của xe.
- 08 ký tự còn lại: Khu vực chỉ thị xe. Trong đó ký tự đầu tiên (ký tự thứ 10 tính tổng cộng) cho biết năm sản xuất xe.



Ký hiệu trên khung - VIN



| | | | | | |
|---|------|---|------|---|------|
| A | 1980 | P | 1993 | 1 | 2001 |
| B | 1981 | R | 1994 | 2 | 2002 |
| C | 1982 | S | 1995 | 3 | 2003 |
| D | 1983 | T | 1996 | 4 | 2004 |
| E | 1984 | V | 1997 | 5 | 2005 |
| F | 1985 | W | 1998 | 6 | 2006 |
| G | 1986 | X | 1999 | 7 | 2007 |
| H | 1987 | Y | 2000 | 8 | 2008 |
| J | 1988 | | | 9 | 2009 |
| K | 1989 | | | | |
| L | 1990 | | | | |
| M | 1991 | | | | |
| N | 1992 | | | | |



Ký hiệu trên khung - VIN

VD: Ô tô tải ISUZU có VIN: JAANKR55LV7100009 có ý nghĩa

JAA: Ô tô của hãng ISUZU sản xuất tại Việt Nam

N : Ô tô tải nhẹ

K : Tổng trọng tải

H : 2,5 – 3,5 tấn

K : 3,3 – 5,5 tấn

P : 5,0 – 7,0 tấn

1 : 6,0 – 8,0 tấn

R : Công thức bánh xe (**R = 4x2**)

55 : Loại động cơ

55: 4JB1

58: 4BE1

L : Chiều dài cơ sở

E: 2451 – 2500 mm

L: 3351 – 3500 mm

E2: 2460mm

P: 3801 – 3950 mm

G: 2751 – 2900 mm

R: 4101 – 4250 mm

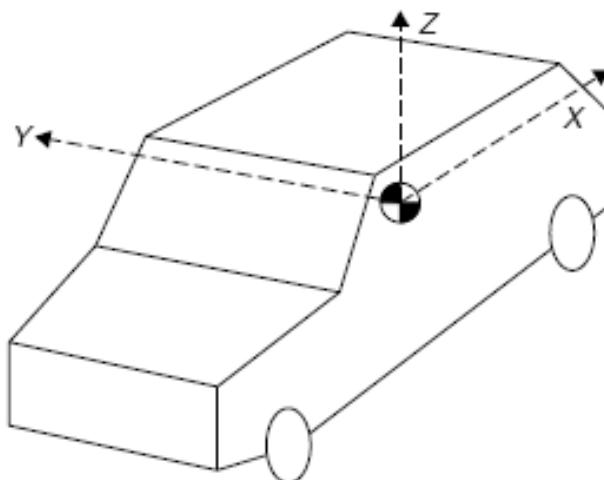
V : Năm sản xuất (**V – 1997**)

7100009: Số thứ tự xuất xưởng

3. Thiết kế kỹ thuật

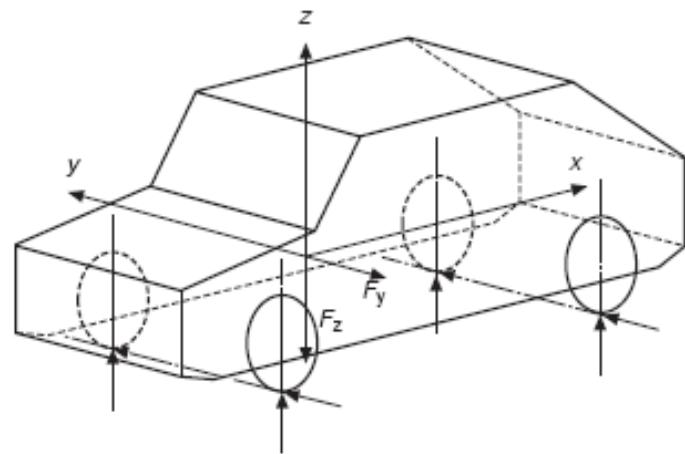
Các trường hợp chịu tải chủ yếu:

1. Trường hợp chịu uốn (tải trọng đối xứng trực) gây uốn quanh trục Y-Y
2. Trường hợp chịu xoắn (tải trọng không đối xứng trực) gây xoắn quanh trục X-X và uốn quanh trục Z-Z.
3. Chịu tải trọng dọc trục (tải trọng phân bố trước và sau) xảy ra trong trường hợp phanh, tăng tốc, cắt ly hợp...
4. Chịu tải trọng ngang xảy ra trong trường hợp xe quay vòng, lật ngang.



a. Chịu uốn

Xảy ra trong trường hợp tất cả bánh xe của 1 cầu xe ở trạng thái lao lên bậc, gây ra mômen uốn quanh trục ngang thân xe.



a. Chịu uốn

Tải trọng đối xứng trực tác dụng lên thân xe được xác định theo công thức:

$$P_{ys} = m_{ys}(G_c - G_{nr})$$

Trong đó:

m_{ys} : hệ số không thứ nguyên của lực quán tính

G_c : tải trọng toàn bộ xe, (kg)

G_{nr} : tải trọng không được treo, (kg)

a. Chịu uốn

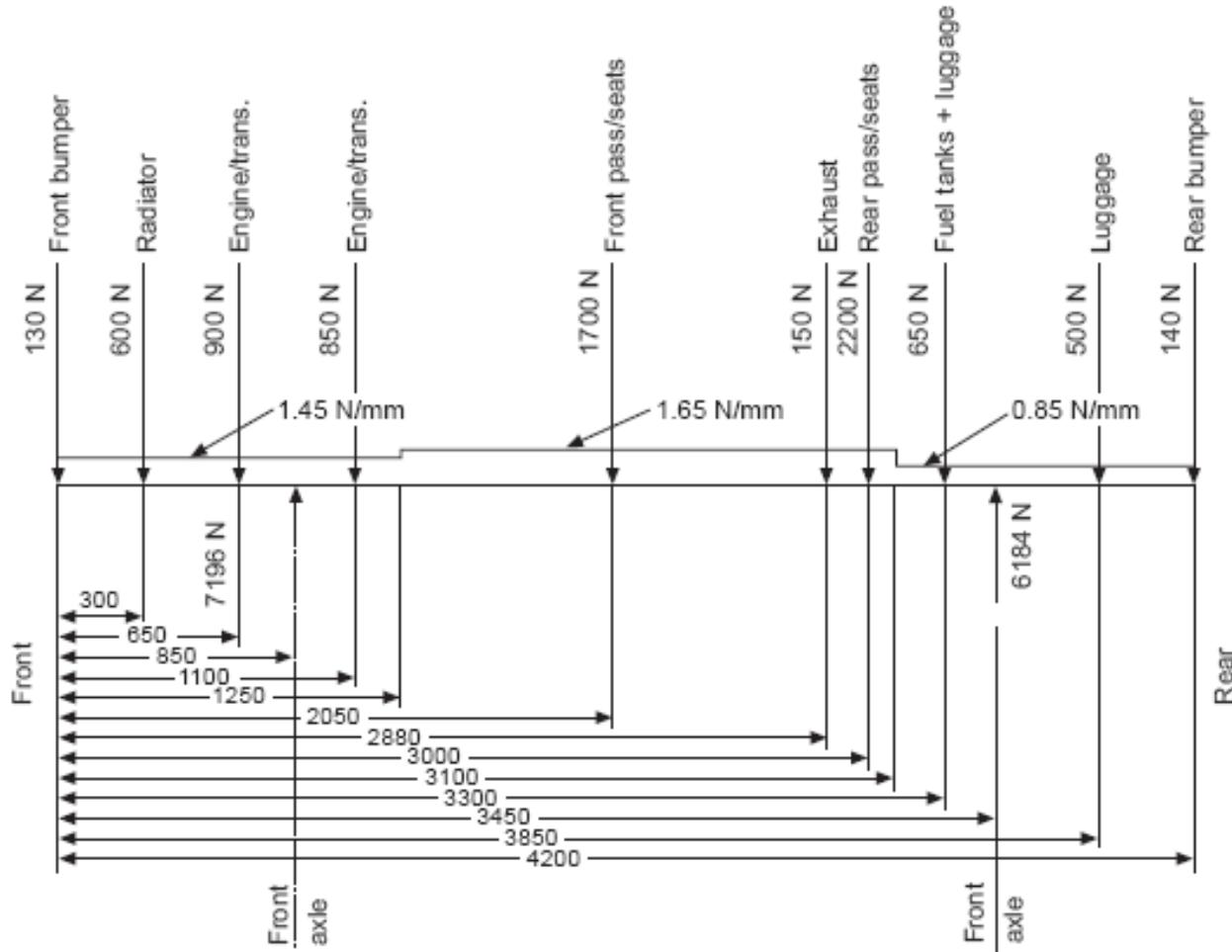


Figure 6.2 Typical passenger vehicle bending loads

a. Chịu uốn

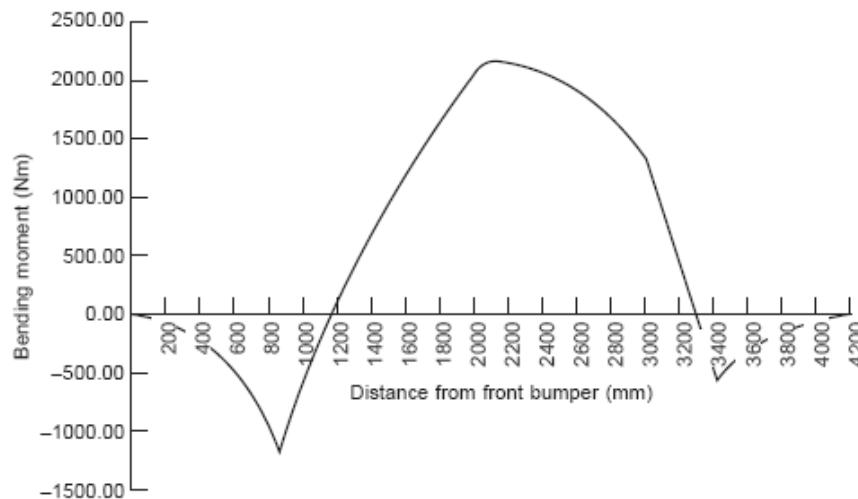


Figure 6.3 Passenger car bending moments

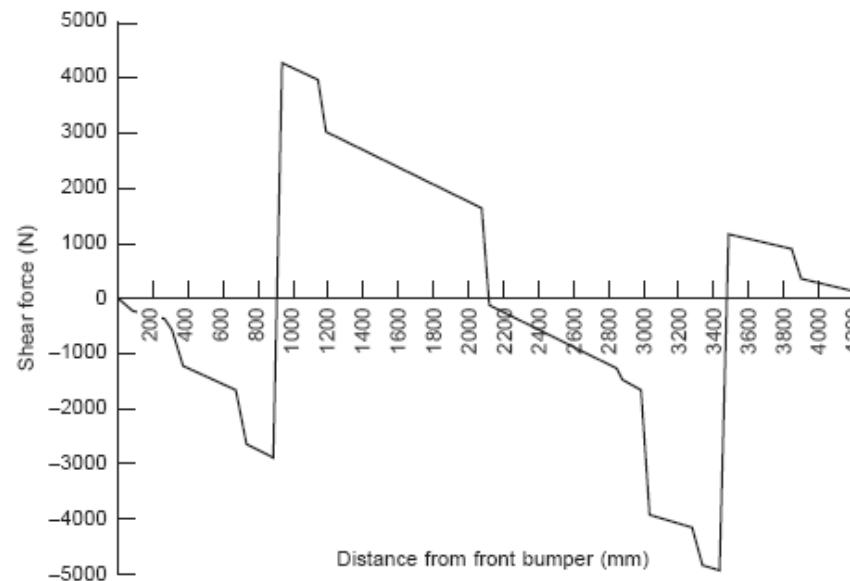
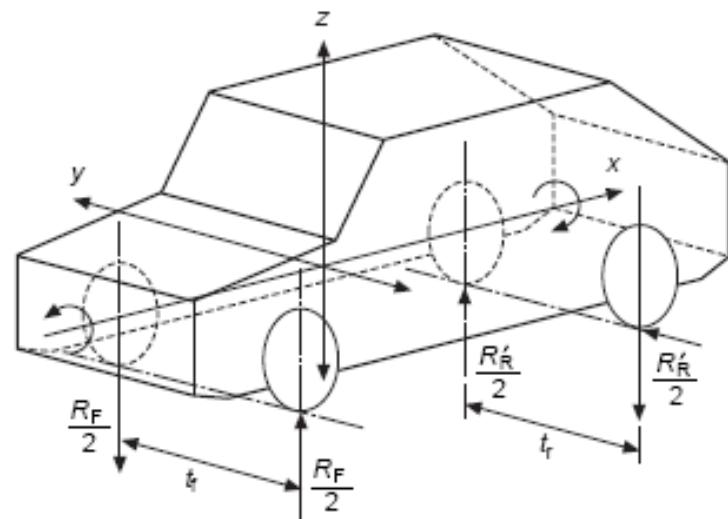


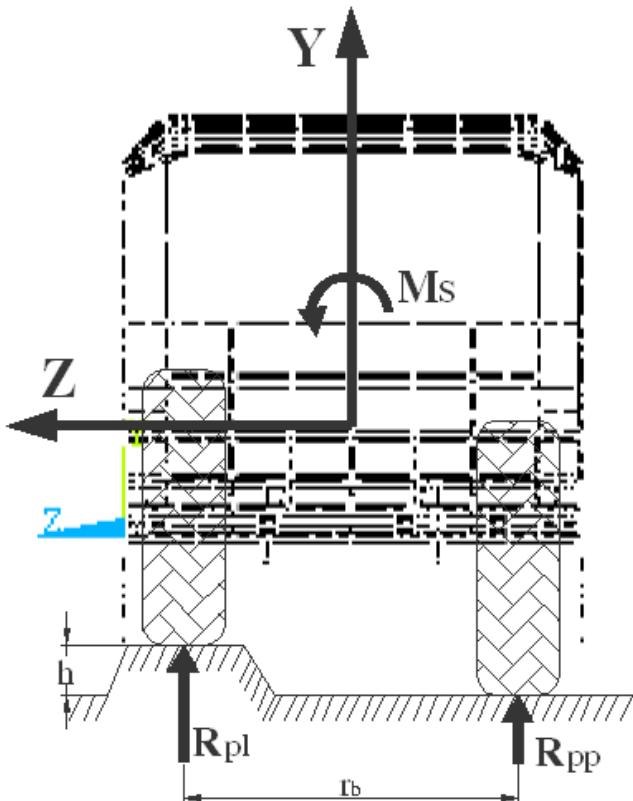
Figure 6.4 Passenger car shear force diagram

b. Chịu xoắn

Xảy ra trong trường hợp chỉ có bánh xe ở 1 bên của 1 cầu xe lao lên bậc, gây ra mômen xoắn và uốn đồng thời. Tuy nhiên, mômen xoắn ảnh hưởng lớn nhất đến khả năng chịu tải của thân xe trong trường hợp này vì nó gây ra rất nhiều thành phần nội lực trong kết cấu thân xe so với sự ảnh hưởng của tải trọng uốn. Pawlowski (1969) xem việc tính toán trong trường hợp này là chịu xoắn thuần túy.



b. Chịu xoắn



Mômen xoắn được xác định theo:

$$M_s = m_{yng}(R_{pp} - R_{pl})r_p / 2$$

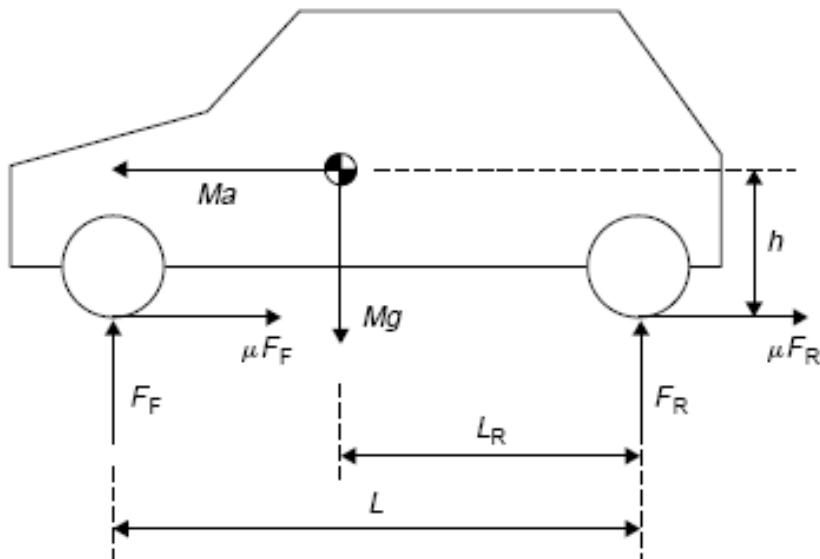
Trong đó:

$R_{pp} - R_{pl}$ (kg): hiệu số phản lực tác dụng lên 2 bánh xe cầu trước.

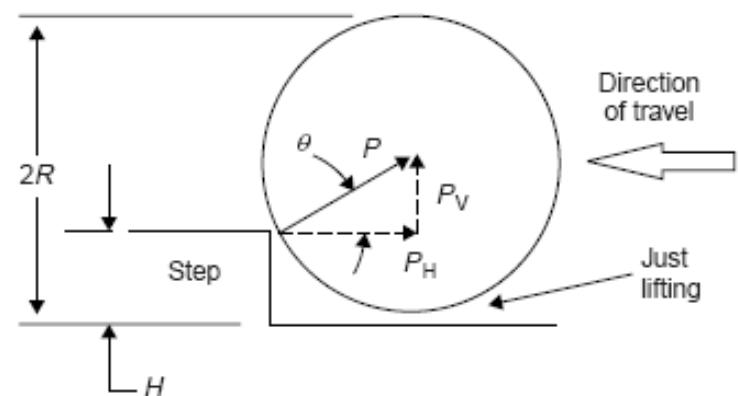
r_p (m): bề rộng vết bánh xe cầu trước.

c. Chịu lực dọc trực

Lực dọc trực xuất hiện trong trường hợp phanh, gia tốc xe, xe lao lên bậc. Trong đó, va chạm là một trường hợp đặc biệt được xem xét riêng.

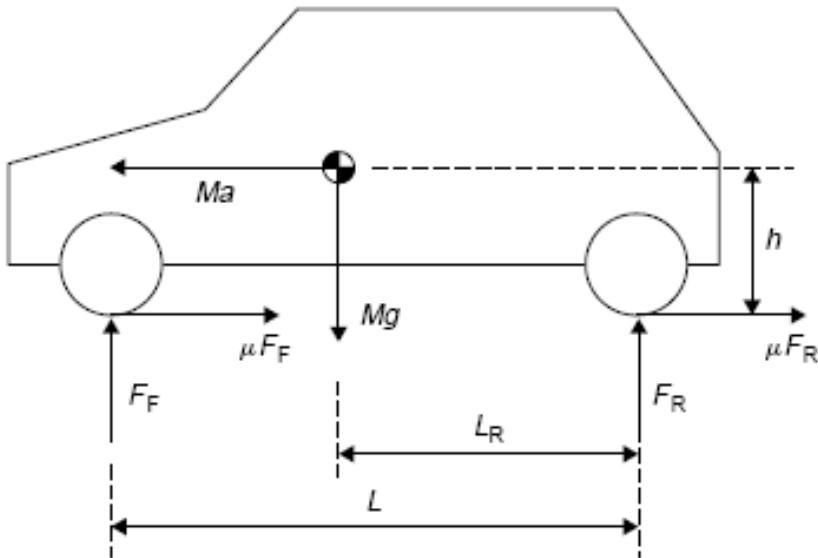


Lực dọc trực khi phanh



Lực dọc trực khi leo lên bậc

c. Chịu lực dọc trực



Lực dọc trực khi phanh

Lực dọc trực được xác định theo:

$$P_x = \pm m_x (G_c - G_{nr})$$

Trong đó:

m_x hệ số không thứ nguyên của lực dọc trực

G_c , (kg): trọng lượng toàn bộ xe

G_{nr} , (kg): trọng lượng phần không được treo

c. Chịu lực dọc trực

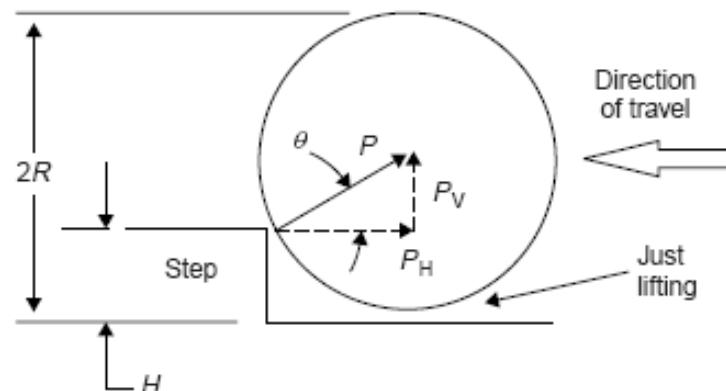
Phản lực dọc trực được xác định theo: $P_x = m_y R_p \tan \theta$

Trong đó:

m_y : hệ số không thứ nguyên của lực quán tính theo phương thẳng đứng

R_p : tải trọng tĩnh tác dụng lên cầu trước

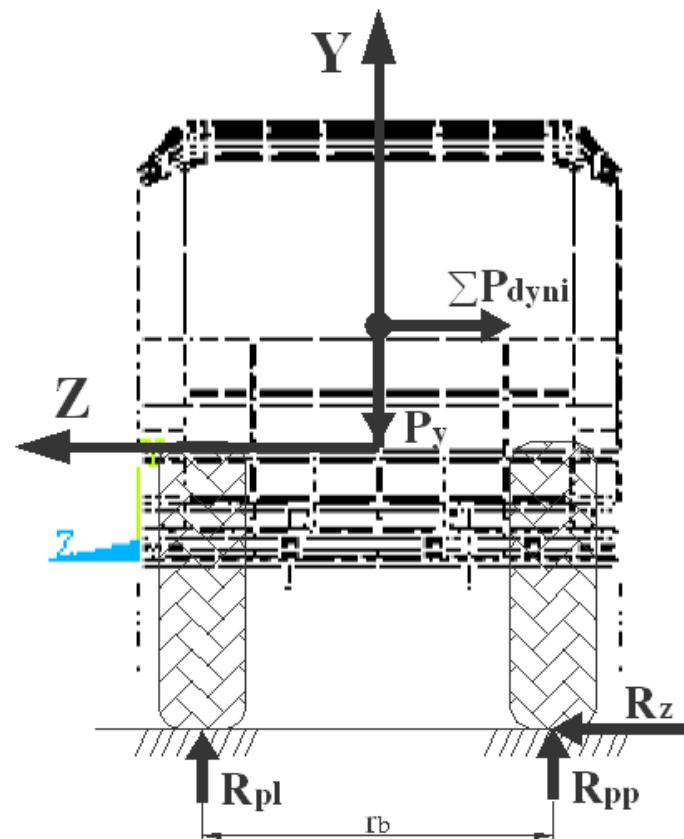
$$\theta = \sin^{-1}[1 - (H_r / r_d)]$$



Lực dọc trực khi leo lên bậc

d. Chịu lực ngang

Tải trọng ngang xuất hiện khi xe chuyển động quay vòng hay trong trường hợp va chạm bên hông xe.



d. Chịu lực ngang

Khi quay vòng tải trọng ngang tác dụng P_{dyni} được xác định như sau:

$$P_{\text{dyni}} = m P_{\text{sti}} = m_s m_{zs} P_{\text{sti}}$$

Trong đó:

$m_{zs} = 0,75$ hệ số không thứ nguyên của lực quán tính

(theo Pawlowski (1969))

$m_s = 1,5$ hệ số an toàn

P_{sti} (kg): tải trọng tĩnh thành phần (bao gồm tự trọng thân xe, người lái, hành khách, hành lý....)

e. Phương pháp tính

Hiện nay, sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method – FEM) để tính toán bền khung xe.

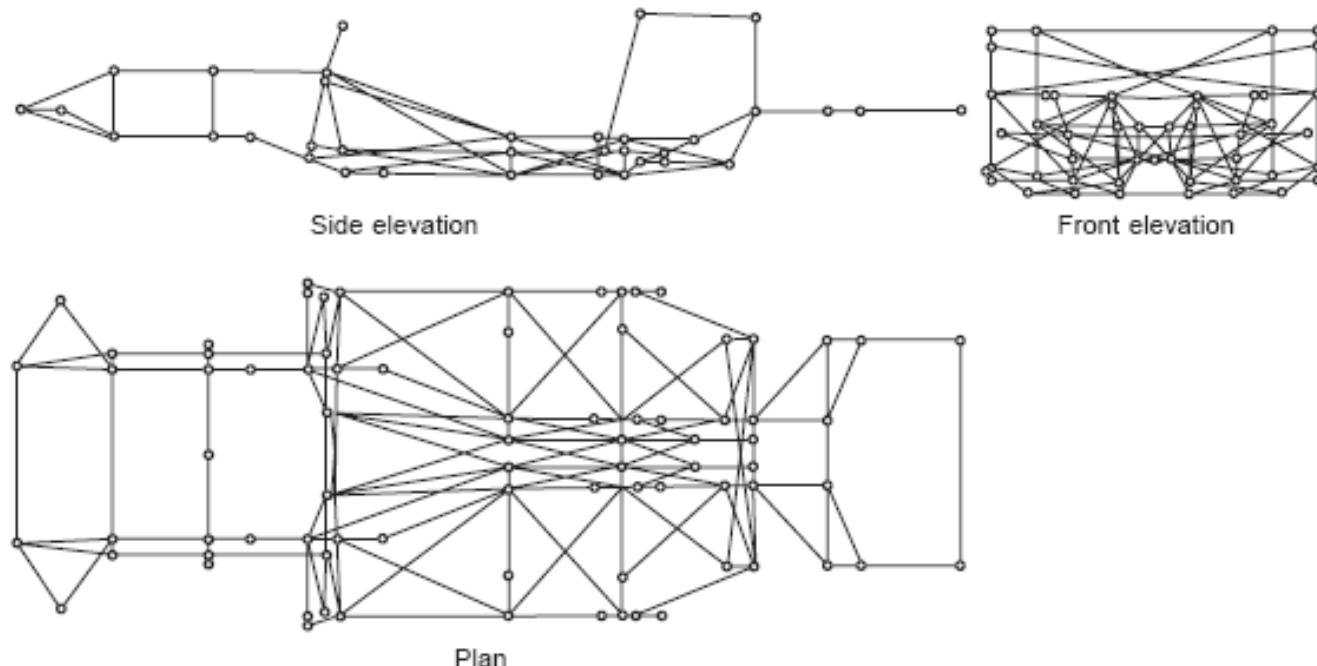


Figure 6.25 Basic beam model of Cabriolet body with equivalent beams representing panels (Lotz, 1991)

e. Phương pháp tính

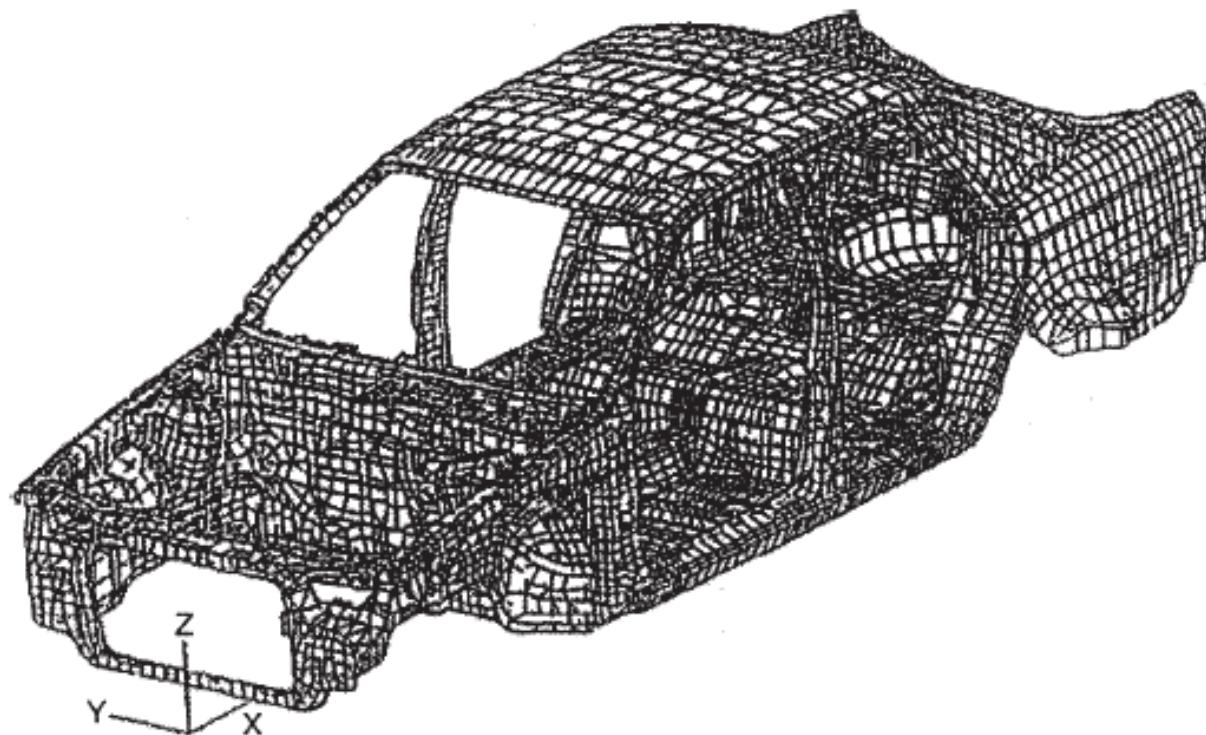


Figure 6.26 Complete body Finite Element Model, with 66310 elements, and 61420 grid points (Kuo and Kellar, 1995)

A decorative graphic consisting of a series of parallel, slightly curved grey lines that curve upwards from left to right, creating a sense of depth behind the text.

HẾT CHƯƠNG 9



Chapter 10

Tire & Wheel Design

Dr. TRAN Huu Nhan

thnhan@hcmut.edu.vn

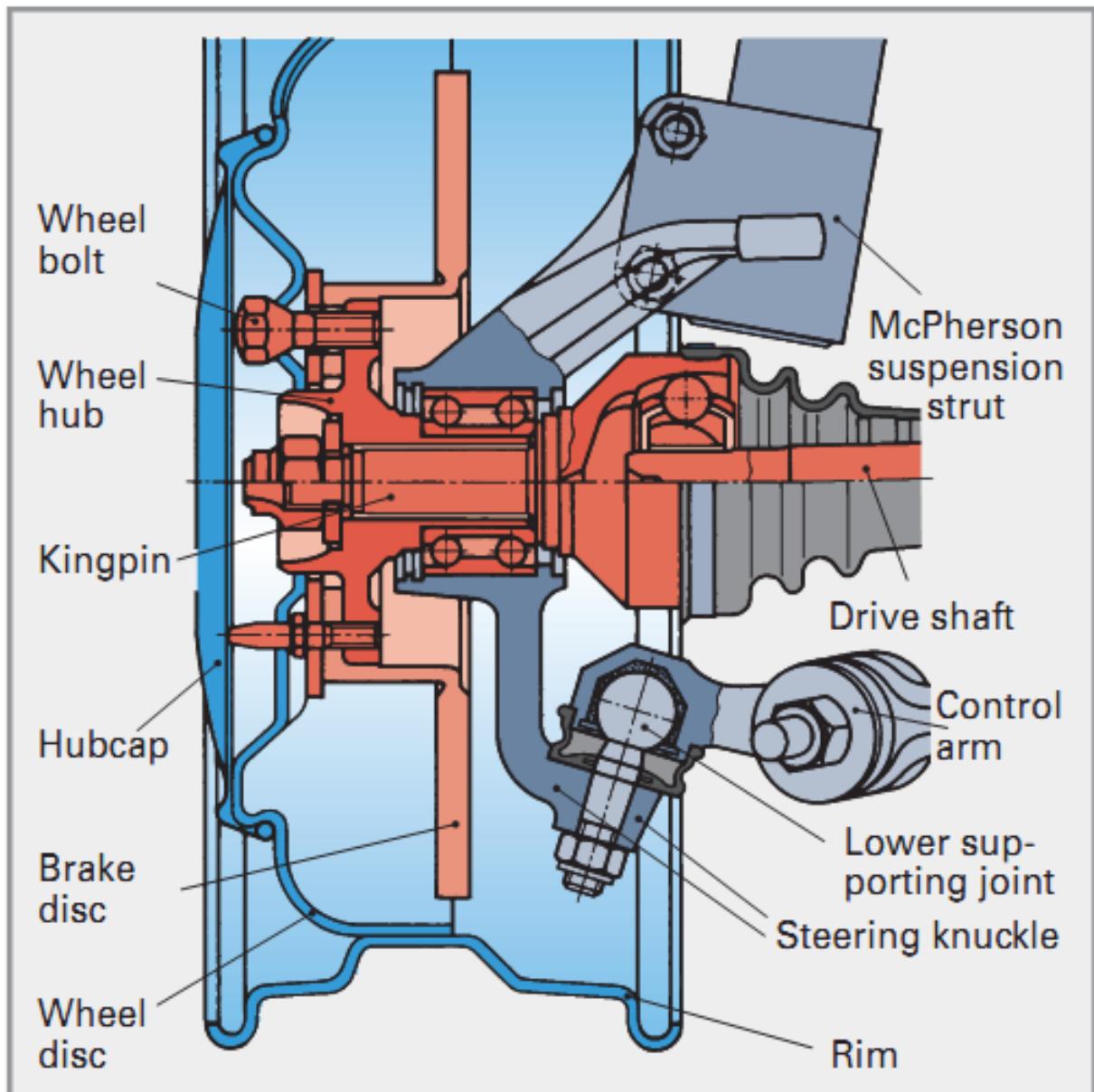
HCMUT
- 2020 -

Nội dung

- 1. Vành**
- 2. Lốp xe**
- 3. Bảo trì lốp**

1. VÀNH – Công dụng

- + Giữ cho lốp ở nguyên profil yêu cầu.
- + Cố định bánh xe với moay ở đầu trục.



1. VÀNH – Phân loại

PHÂN LOẠI:

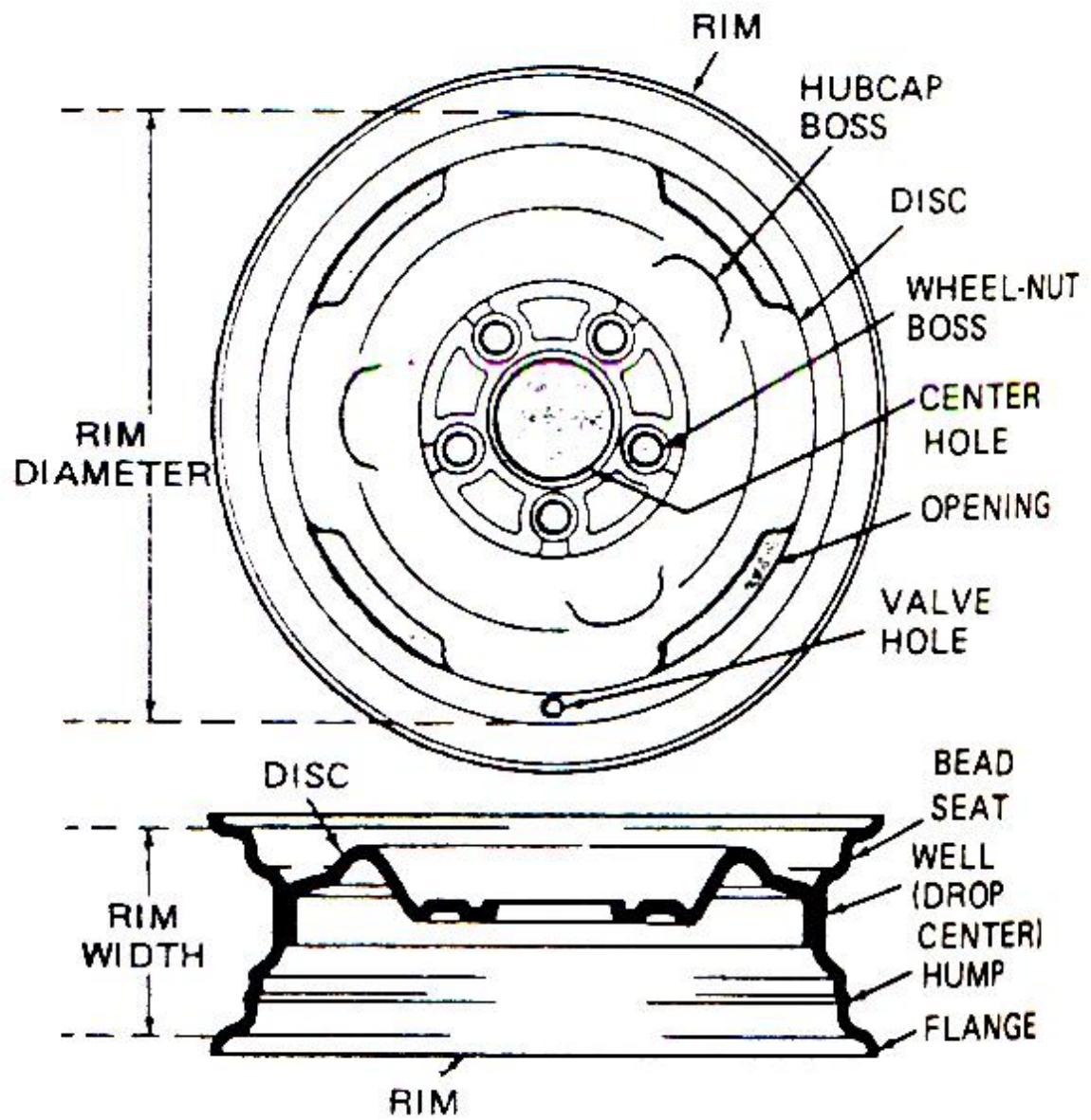
+ Vành hàn
(Thép)

Bánh xe bằng thép. Đĩa bánh xe được dập ép từ thép tấm và vành được cán. Chúng được kết nối với nhau bằng phương pháp hàn. Bánh xe có kết cấu nhẹ làm bằng thép có độ bền cao, thí dụ DP 600, cho phép có độ dày nhỏ hơn và nhẹ hơn so với bánh xe thép thông thường đến 40 %.

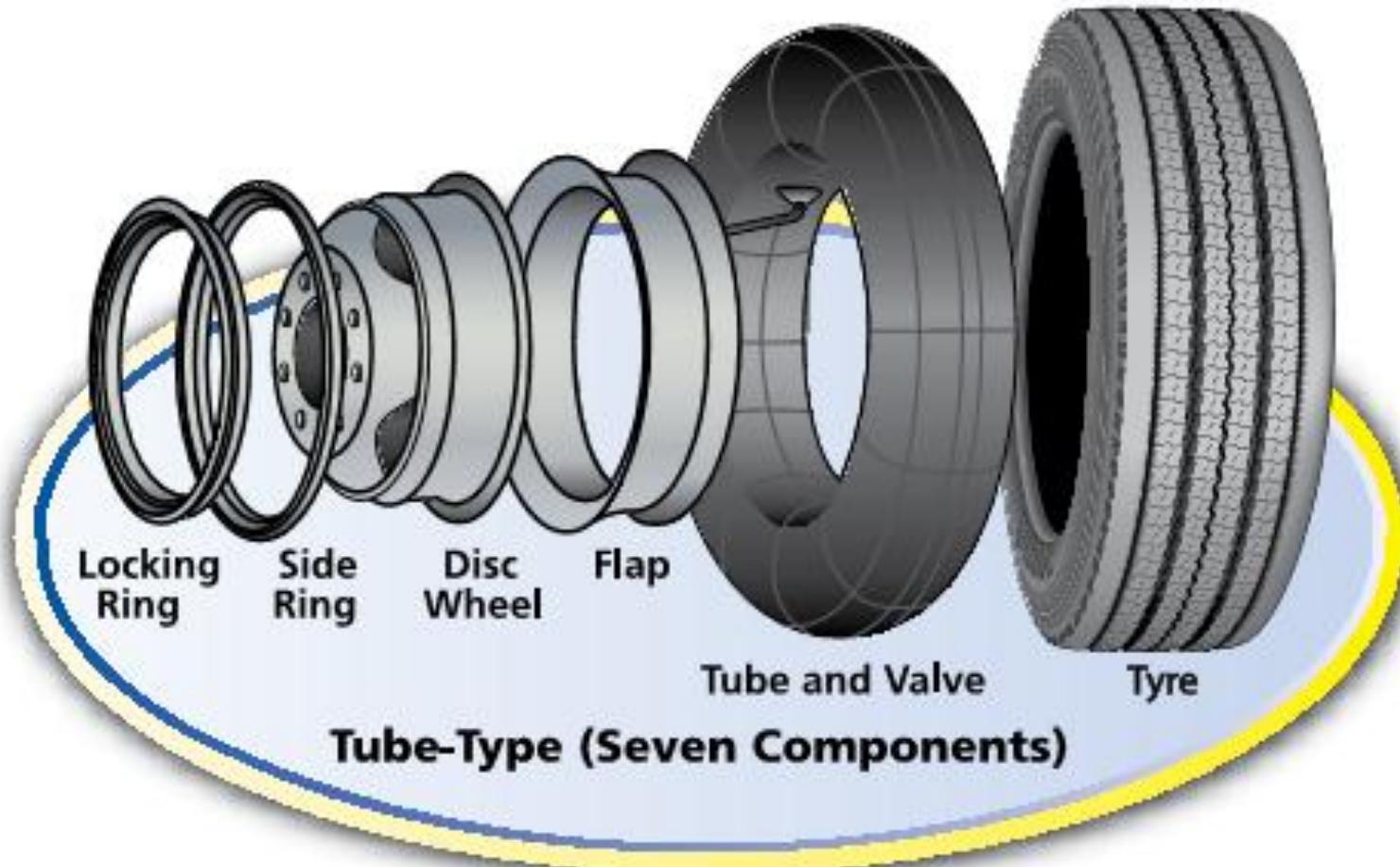
+ Vành đúc
(Hợp kim nhẹ)

Bánh xe bằng hợp kim nhẹ. Chúng thường được đúc, thí dụ, từ GK-AISI 10 Mg. Bánh xe chất lượng cao có nhiều chi tiết được rèn, nghĩa là sau khi đĩa bánh xe hoặc nan hoa bánh xe được dập ép, vành được cán, chúng được bắt định ốc với nhau. Để sản xuất bánh xe đặc biệt nhẹ, có thể sử dụng hợp kim Mg hoặc nan hoa rỗng (**Hình 1**).

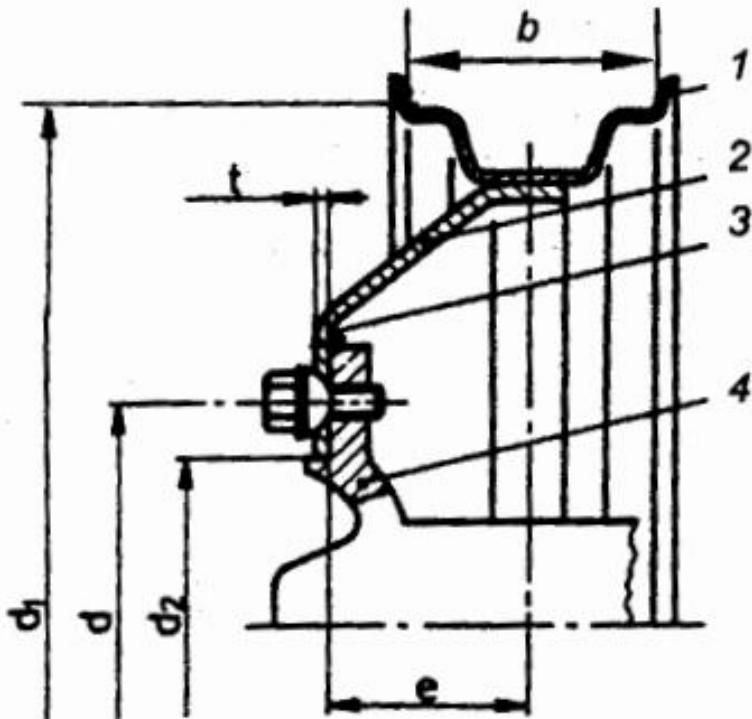
1. VÀNH - Cấu tạo



1. VÀNH - Cấu tạo



1. VÀNH - Cấu tạo

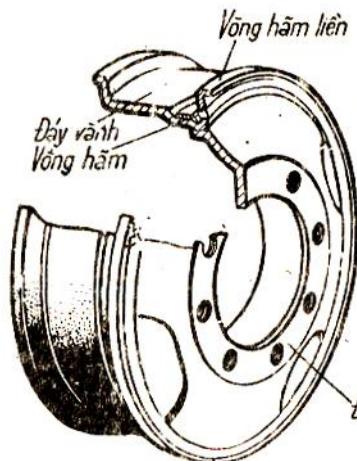


- 1) *Lõng vành*
- 2) *Mâm vành*
- 3) *Mặt định vị phẳng*
- 4) *Moay σ bánh xe*

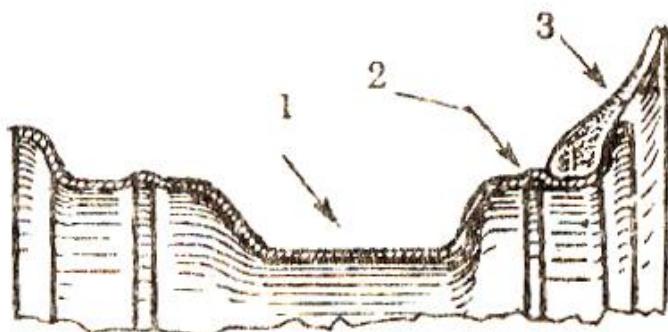
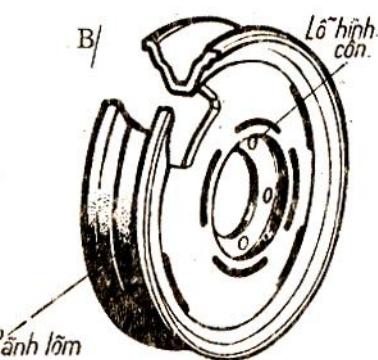
Đường kính d là vị trí xác định bắt bu lông bánh xe với moay σ ,
 Đường kính d_1 : đo trên mặt trụ vành bánh xe tại chỗ bắt tay lốp,
 Chiều rộng b : là chiều rộng giữa hai mặt bên lắp với lốp xe, gọi là
 chiều rộng lòng vành,
 Đường kính d_2 : đo tại bề mặt định vị của bánh xe nối với moay σ ,
 Chiều dày t của đĩa vành bánh xe,
 Số lượng lỗ bắt bu lông bánh xe,

1. VÀNH - Cấu tạo

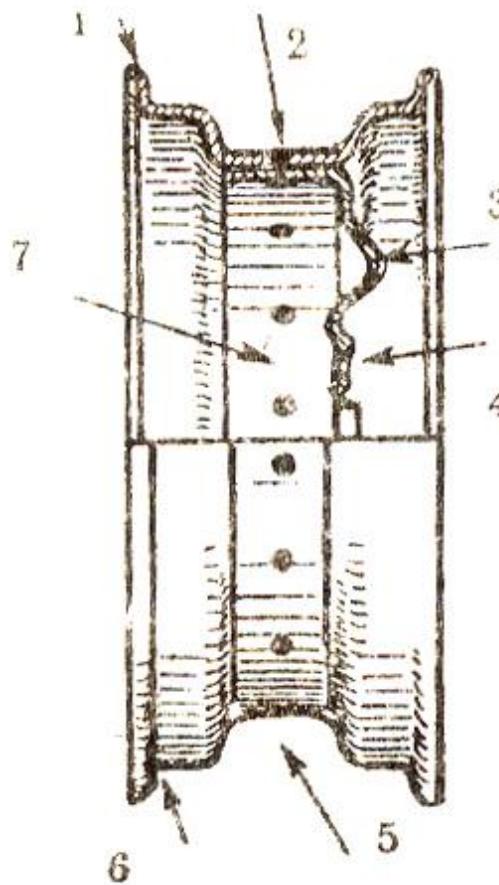
A/



B/



1. Lõm giữa 2. Sóng an toàn 3. Lốp xe



1. Vành

2. Đinh tán

3. Dĩa vành

4. Lỗ lắp moayơ

5. Lõm sống trâu

6. Vùng bám của talông lốp

7. Phần giữa vành

1. VÀNH - Cấu tạo

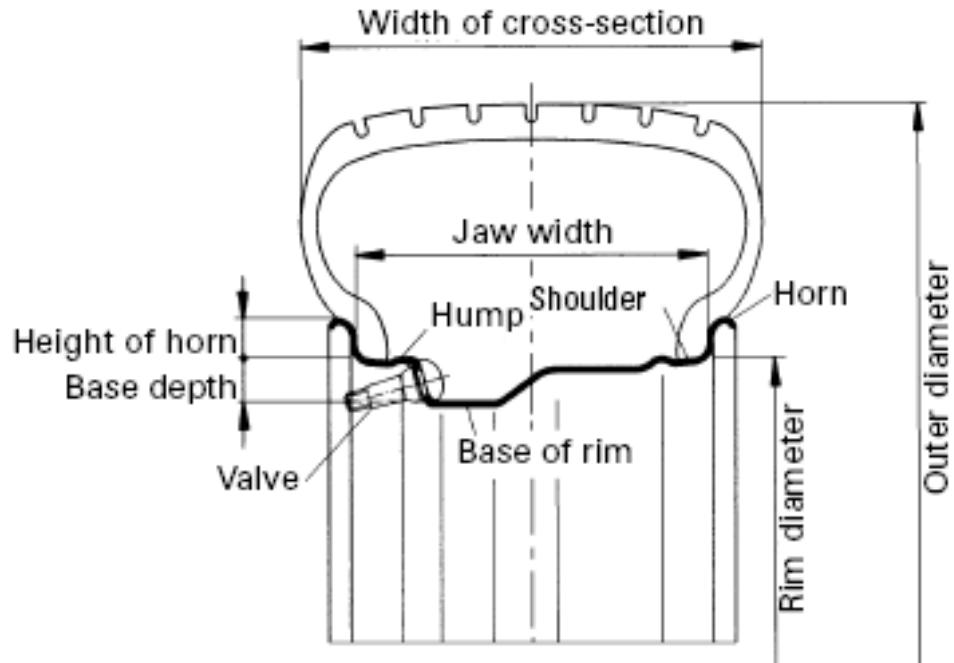


Fig. 2.20 Series 55 wide tyre designs, mounted on a double hump rim with the inflating valve shown in Fig. 2.6. The actual rim consists of the following:

- rim horns, which form the lateral seat for the tyre bead (the distance between the two rims is the jaw width a);
- rim shoulders, the seat of the beads, generally inclined at $5^\circ \pm 1^\circ$ to the centre where the force transfer occurs around the circumference (Fig. 2.5);
- well base (also known as the inner base), designed as a drop rim to allow tyre fitting, and mostly shifted to the outside (diagram: Hayes Lemmerz).

1. VÀNH - Cấu tạo

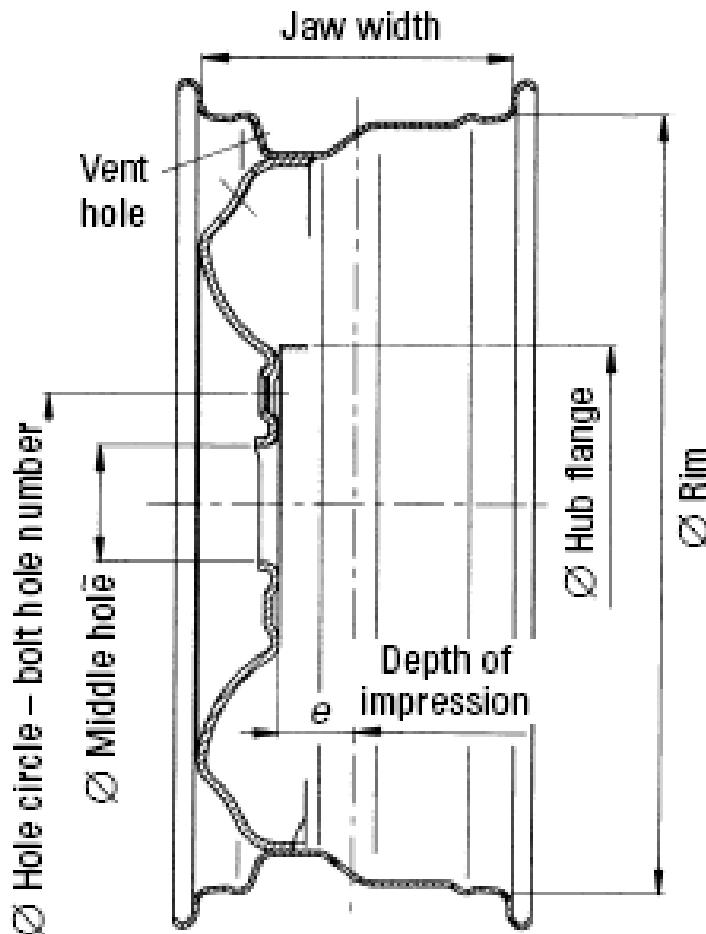


Fig. 2.23 The sheet metal disc-type wheel used in series production vehicles consists of a rim and disc. To avoid fatigue fractures, the wheel hub flange diameter should be greater than the dish contact surface. Wheel offset e (depth of impression) and kingpin offset at ground r_s are directly correlated. A change in e can lead to an increase or a reduction in r_s .

The dome-shaped dish leading to the negative kingpin offset at ground is clearly shown (diagram: Hayes Lemmerz).

1. VÀNH - Cấu tạo

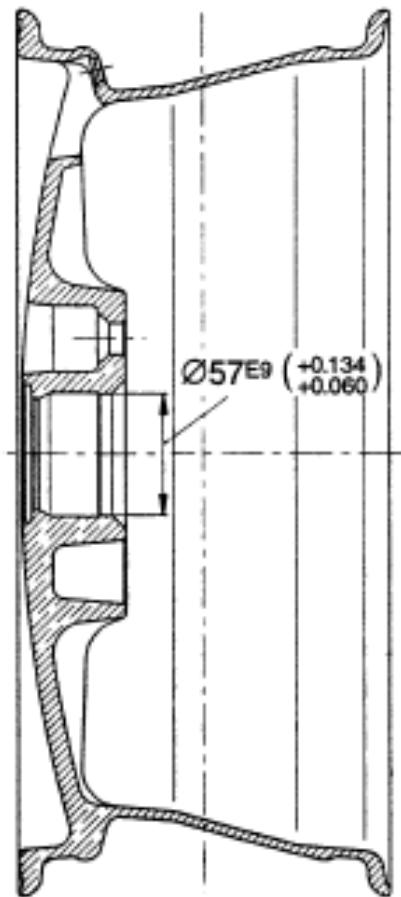


Fig. 2.24 Hayes Lemmerz alloy wheel for the Audi 80, made of the aluminium alloy GK-Al Si 7 Mg wa. The wheel has a double-hump rim (H2) and middle centring and is fixed with four spherical collar bolts. The different wall thicknesses, which are important for the strength, the shape of the bolt hole, the different shape of the drop-rim and the position of the valve hole are clearly shown. At high speeds the snap-fit valve (Fig. 2.6) is pressed outwards by the centrifugal force and supported below the rim base.

1. VÀNH – Ký hiệu

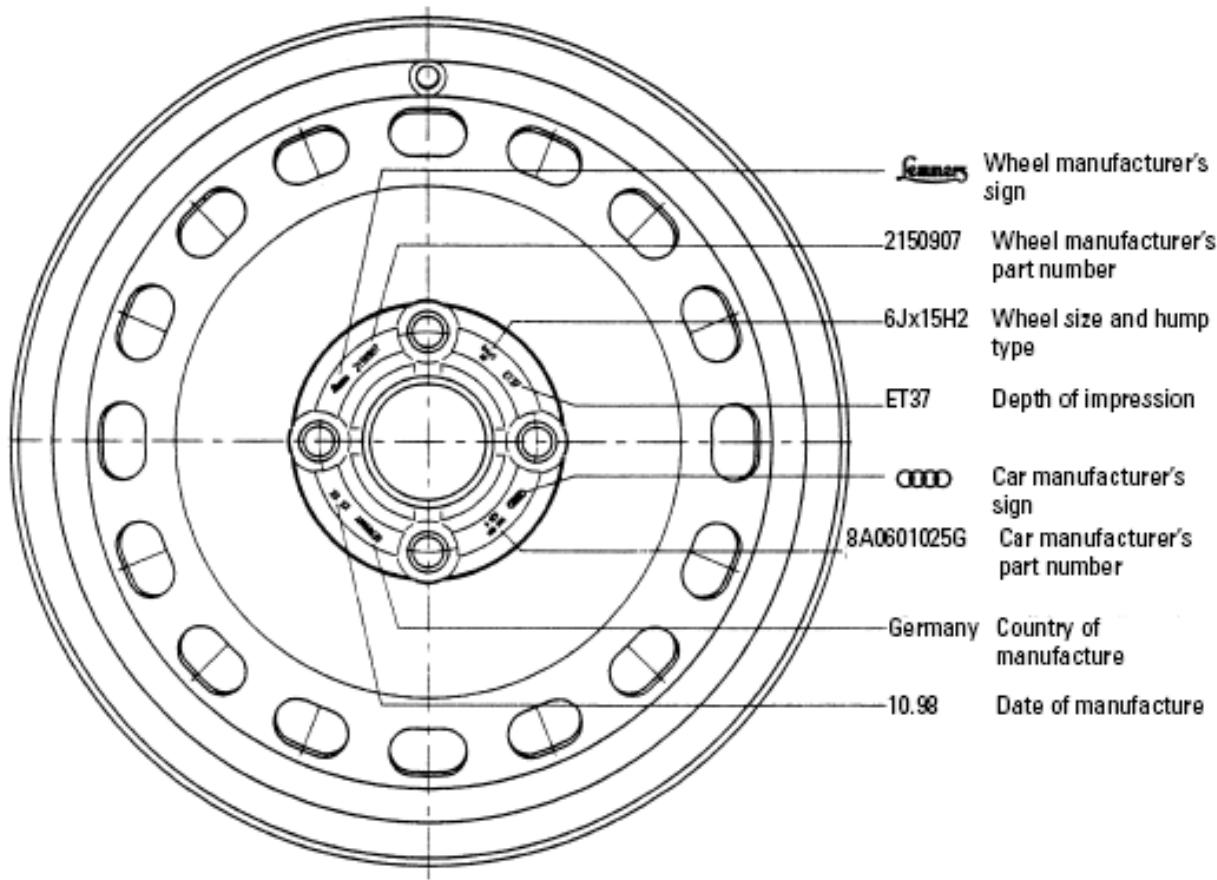
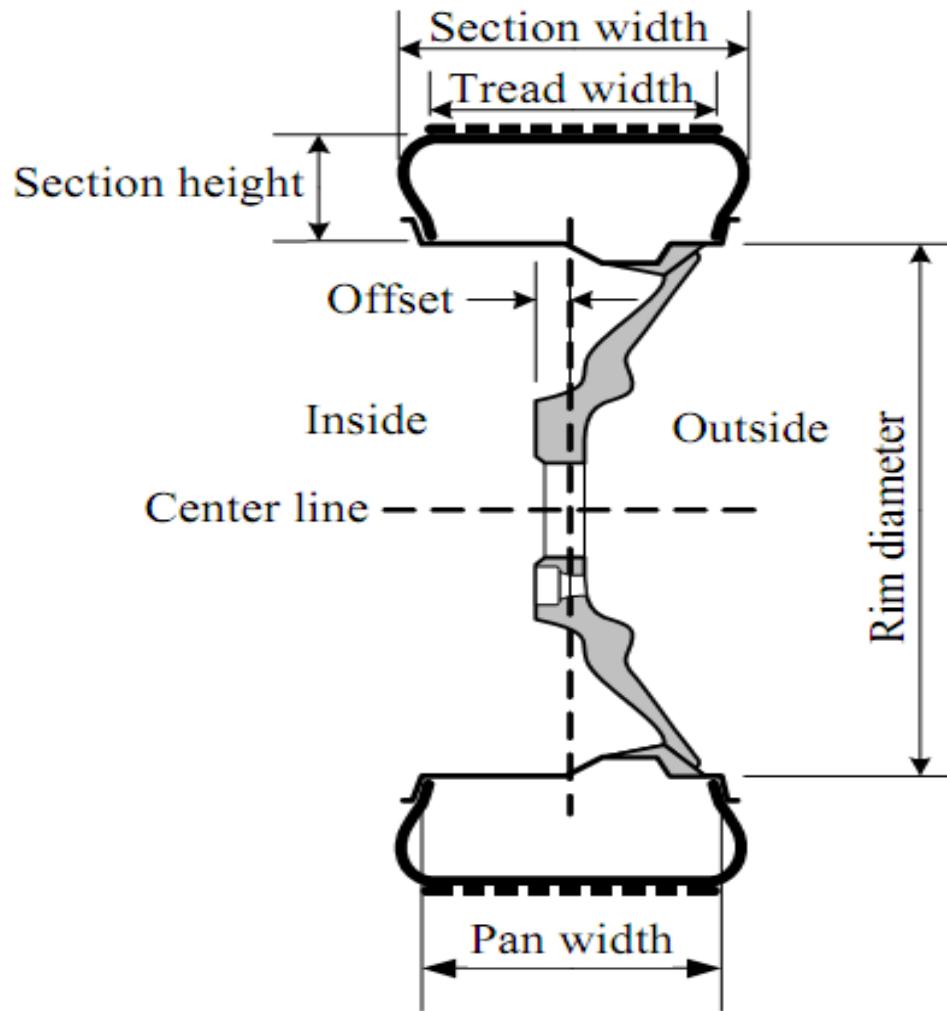


Fig. 2.25 Double-hump sheet metal disc-type wheel with openings for cooling the brakes. Also pictured is the stamp in accordance with the German standard DIN 7829, indicating manufacturer code, rim type and date of manufacture (week or month and year).

Wheel and Rim



[1]-p.21

FIGURE 1.15. Illustration of a wheel and its dimensions.

Wheel and Rim

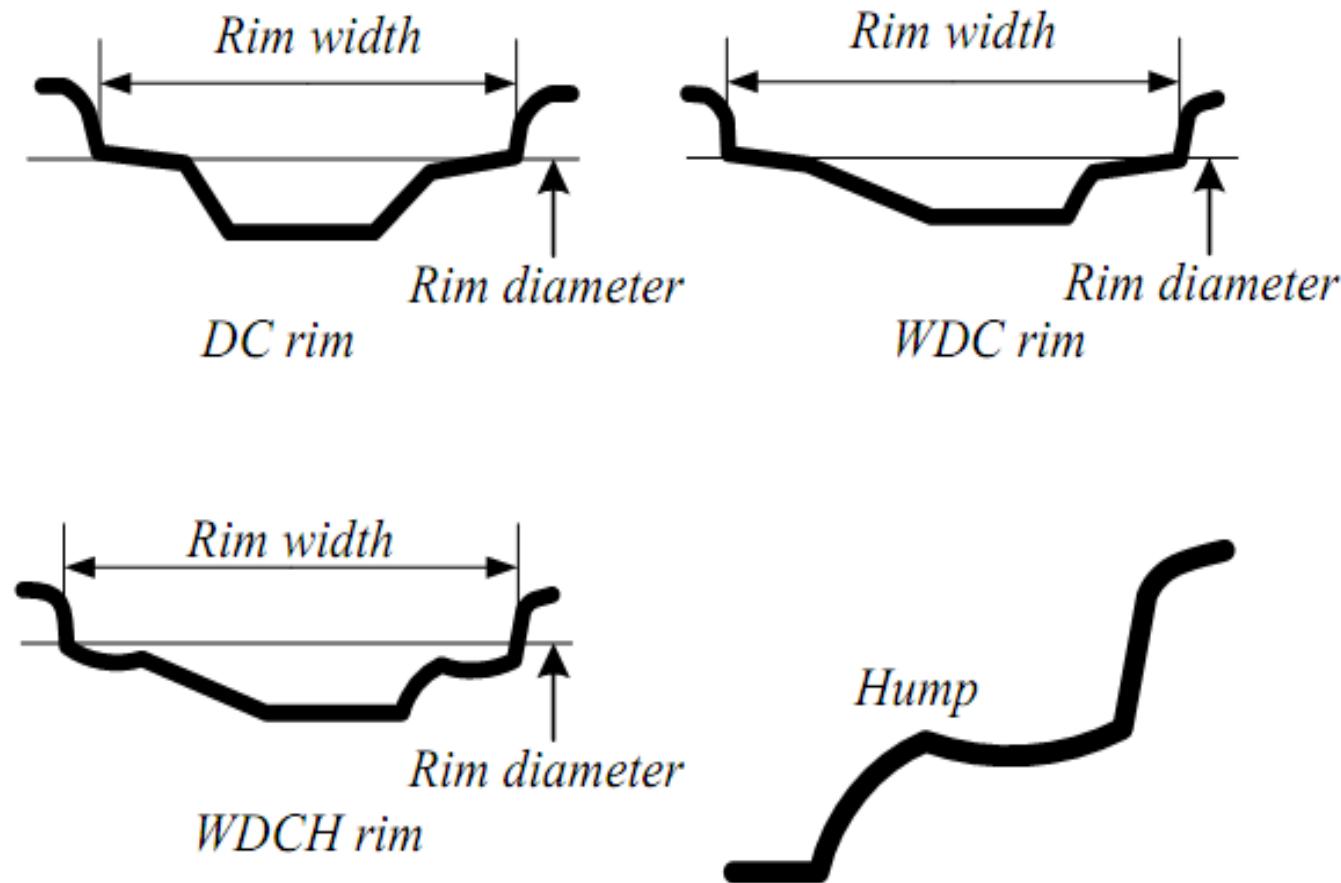


FIGURE 1.16. Illustration of DC, WDC, and WDCH rims and their geometry.
 DC- Drop Center; WDC – Wide Drop Center; WDCH – Wide Drop Center Hump

Wheel and Rim

7 ½ – JJ × 15 55 5 – 114.3

7 ½

Rim width [in]

JJ

Flange shape code

15

Rim diameter [in]

55

Offset [mm]

5

Number of bolts

114.3

Pitch circle diameter

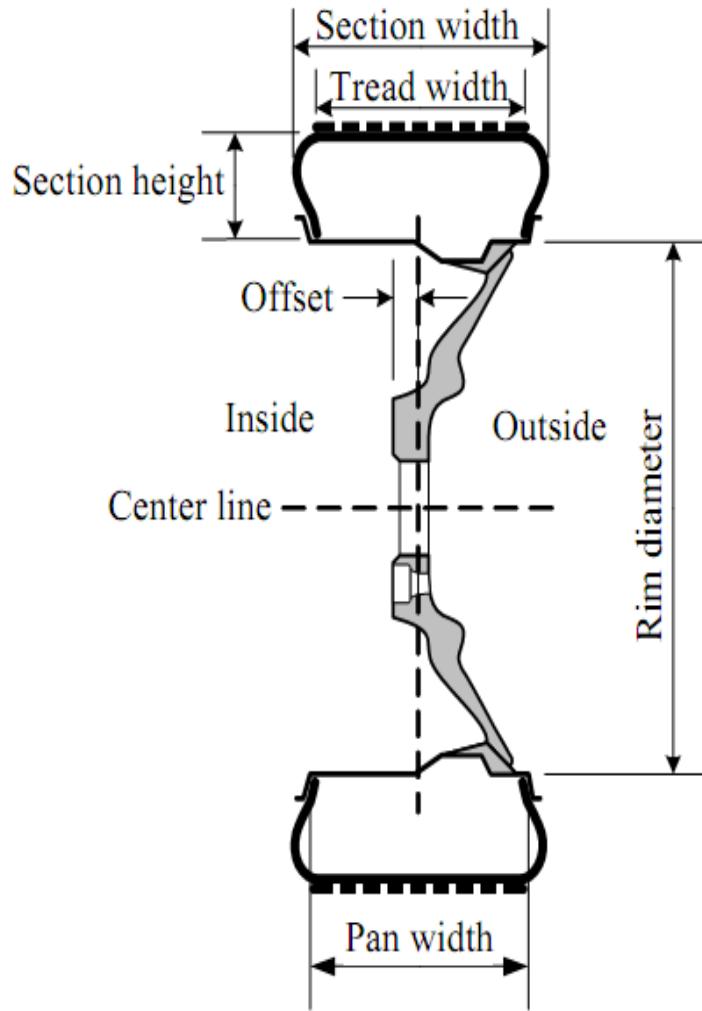


FIGURE 1.17. A sample rim number.

1. VÀNH – Ký hiệu

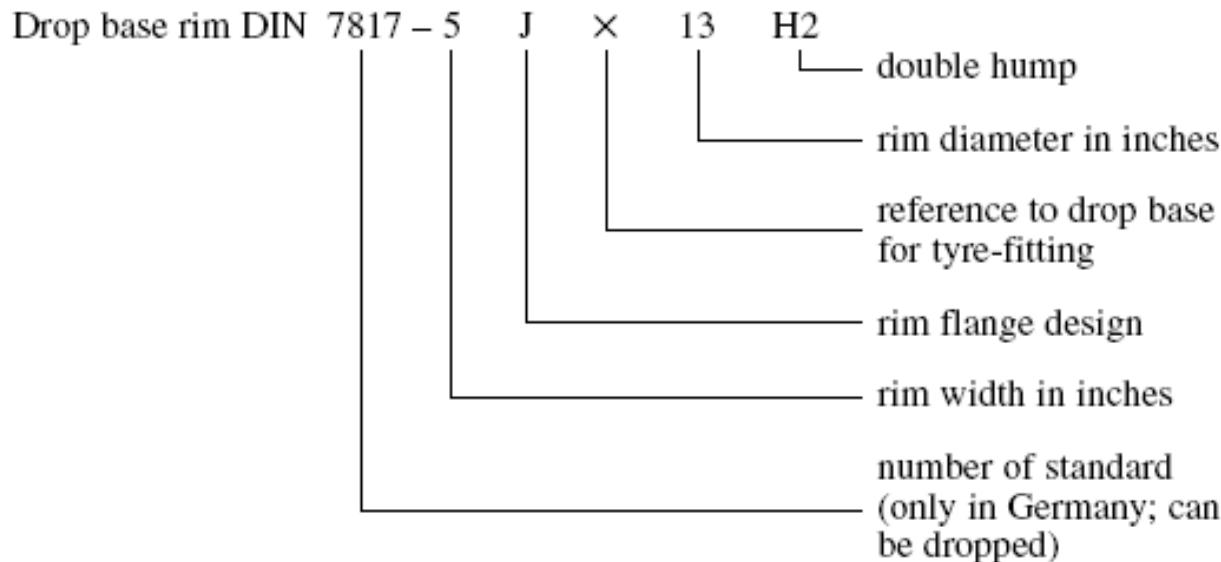


Fig. 2.22 Marking of the various safety shoulders when used only on the outside of the rim or on both the inside and outside. Normal means there is no safety contour (Fig. 2.1). Further details are contained in standard DIN 7817.

| Denomination | <i>Nature of safety shoulder</i> | | |
|------------------------|----------------------------------|---------------|------------------------|
| | Outside of rim | Inside of rim | Identification letters |
| One-sided hump | Hump | Normal | H |
| Double hump | Hump | Hump | H2 |
| One-sided flat hump | Flat hump | Normal | FH ¹ |
| Double-sided flat hump | Flat hump | Flat hump | FH2 ¹ |
| Combination hump | Flat hump | Hump | CH ² |

¹ In place of the identification letters FH the identification letters FHA were also permitted.

² In place of the identification letters CH the identification letters FH1-H were also permitted.

2.1 LỐP XE - Công dụng

Vai trò của lốp:

Lốp xe là bộ phận tiếp xúc trực tiếp với mặt đường, đóng vai trò truyền công suất của động cơ xuống đường để tạo lực đẩy cho xe.

Ngoài ra nó còn đỡ toàn bộ trọng lượng của xe và làm giảm chấn động do các mấp mô từ mặt đường gây ra nhờ chứa không khí có áp suất cao bên trong.

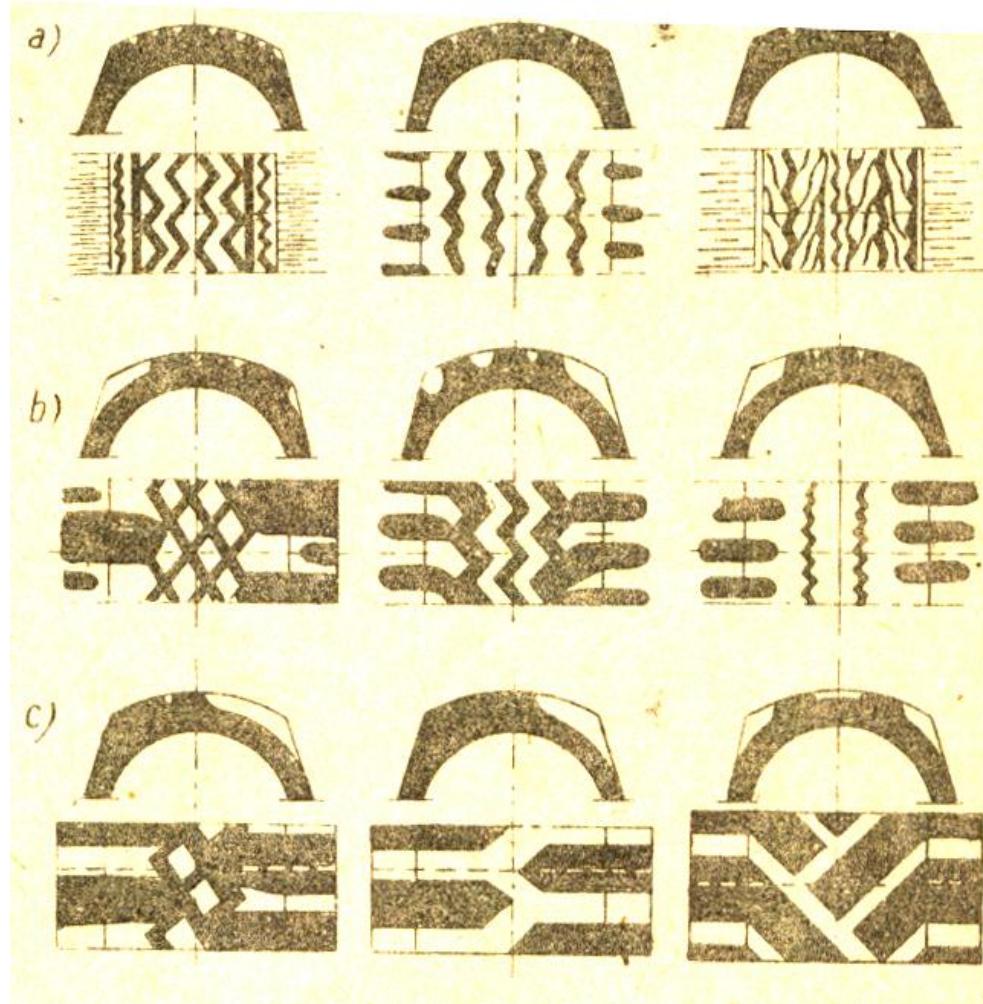
Lốp xe luôn làm việc với một cường độ cao và chịu trực tiếp những tác động ngoài trời khiến lốp xe thường xuyên phải thay định kỳ.



2.1 LỐP XE - Công dụng

Các kiểu hoa lốp:

- a. Với đường cứng
- b. Với đường hỗn hợp
- c. Với đường đất xấu



2.1 LỐP XE - Công dụng



Lốp đi trên cát



Lốp đi tuyết



Lốp có đầu đinh



Lốp không có mấu bám

2.1 LỐP XE - Công dụng

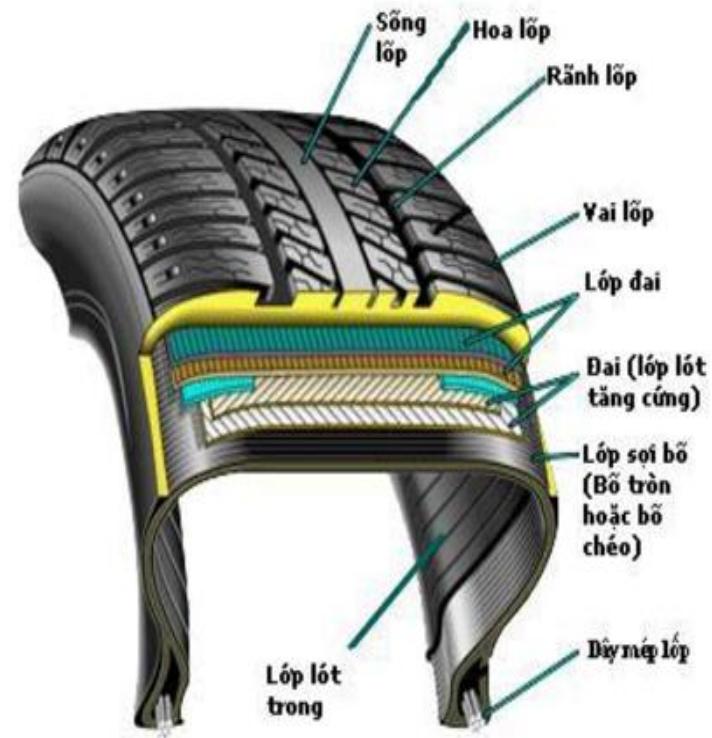
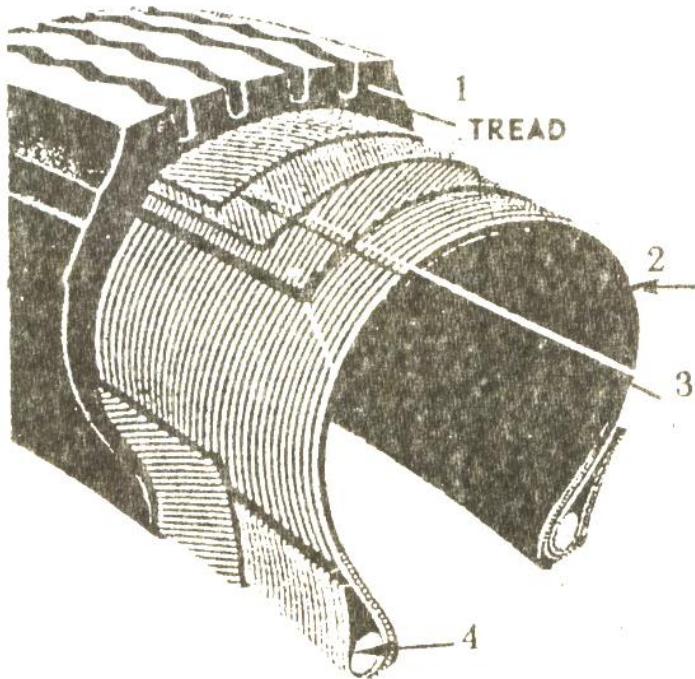


2.1 LỐP XE - Yêu cầu

Yêu cầu của lốp:

1. Bảo đảm bám tốt với đường.
2. Hoa lốp phù hợp, không bám đất vào lốp khi làm việc trên đất mềm.
3. Có tính giảm chấn động cao giúp ô tô chuyển động êm dịu.
4. Không bị dao động khi ô tô chuyển động trên đường cứng.
5. Mát mát cho ma sát trong ít, có tính chịu nhiệt cao.
6. Tháo lắp dễ.

2.2 LỐP XE - Kết cấu



1. Mặt lốp: Cao su dày 15 - 40mm
3. Lớp đê kháng: Sợi vải dệt thưa + Cao su mềm chịu nhiệt, dùng kết dính cao su mặt lốp và lớp bố.
2. Lớp vải bố (ply rating): Bộ phận chịu tải trọng của lốp.
4. Talông lốp : Cáp thép bọc vải cao su , giữ lốp vào vành xe.

2.2 LỐP XE - Kết cấu

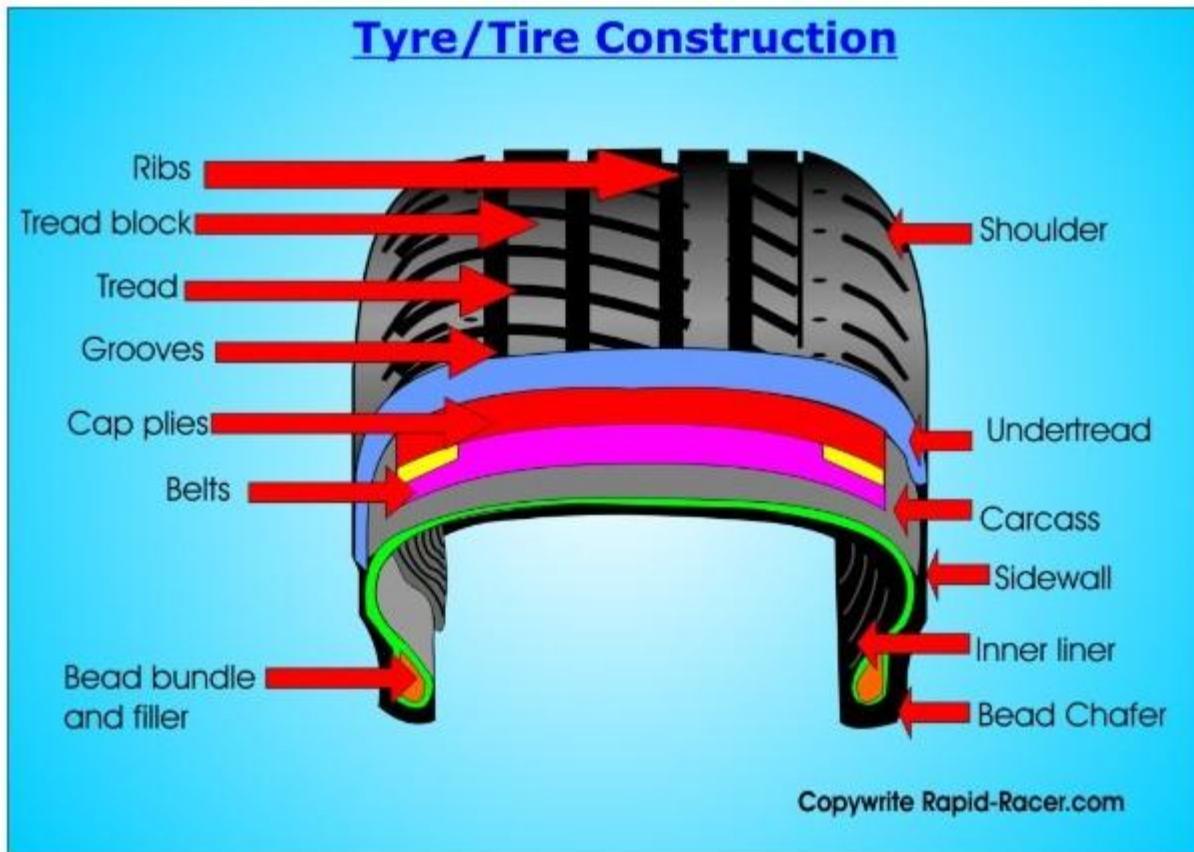
“Các lực kiểm soát hoạt động xe trên đường đều thông qua bốn vùng tiếp xúc có diện tích bằng bàn tay”

→ Nắm vững điều kiện hoạt động của lốp, quan hệ giữa lốp và các lực, moment tại vùng tiếp xúc lốp và đường là chìa khoá nắm vững động lực học ô tô.

Các chức năng của lốp:

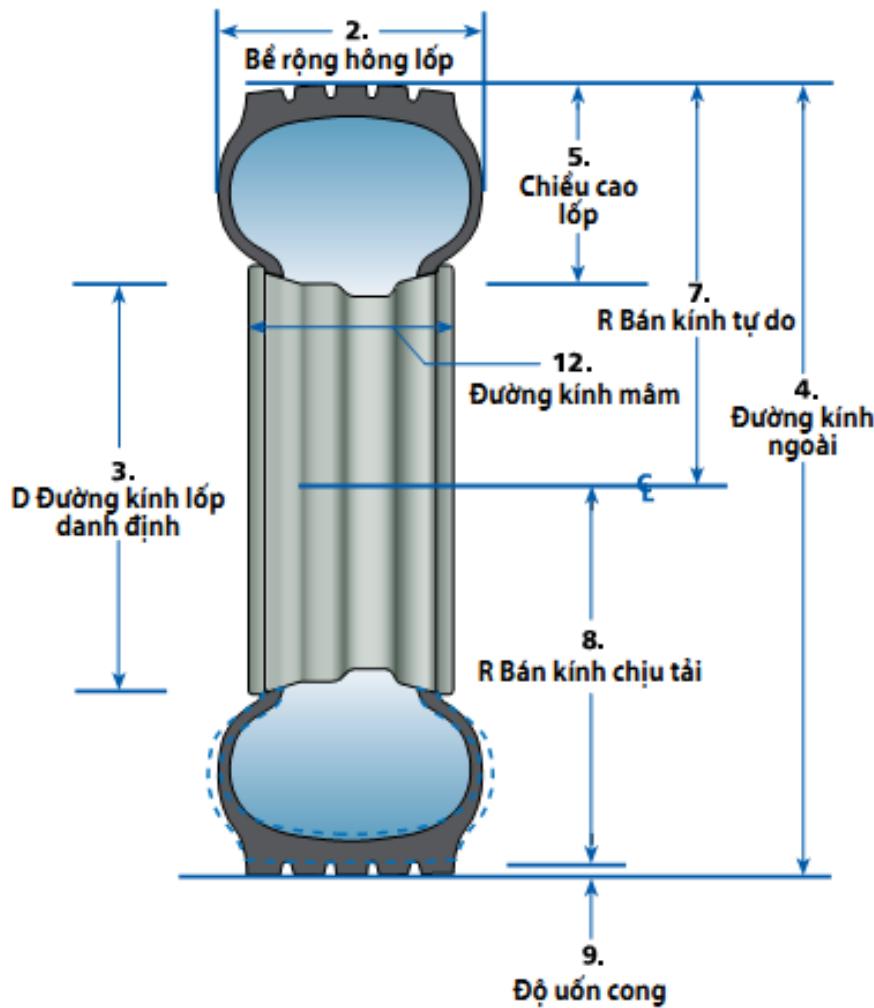
1. Chịu toàn bộ tải trọng xe và tác dụng như giảm chấn.
2. Tạo các lực dọc trực khi tăng tốc và phanh.
3. Tạo các lực ngang khi quay vòng.

2.2 LỐP XE - Kết cấu



Đặc tính của lốp với các lực tác động phụ thuộc vào cấu trúc lốp.

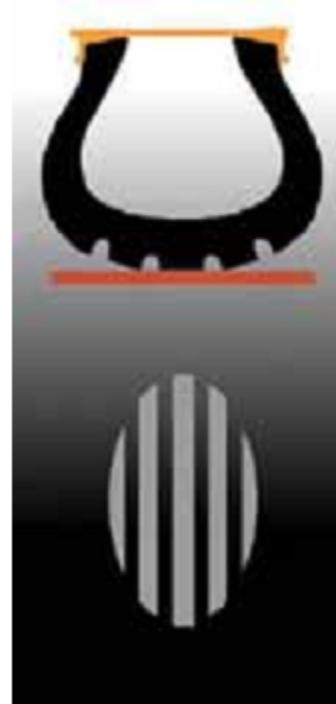
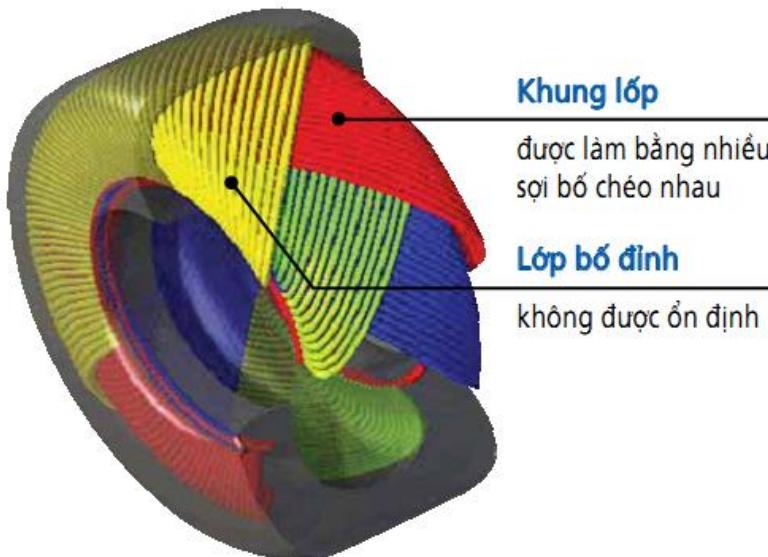
2.2 LỐP XE - Kết cấu



2.2 LỐP XE - Kết cấu

Bố chéo

- + Sử dụng trước 1960.
- + Bị thay thế bởi lốp bố tròn.
- + Còn sử dụng trên xe tải.



Lốp bố đinh và hông lốp được tạo bởi kết cấu giống nhau.

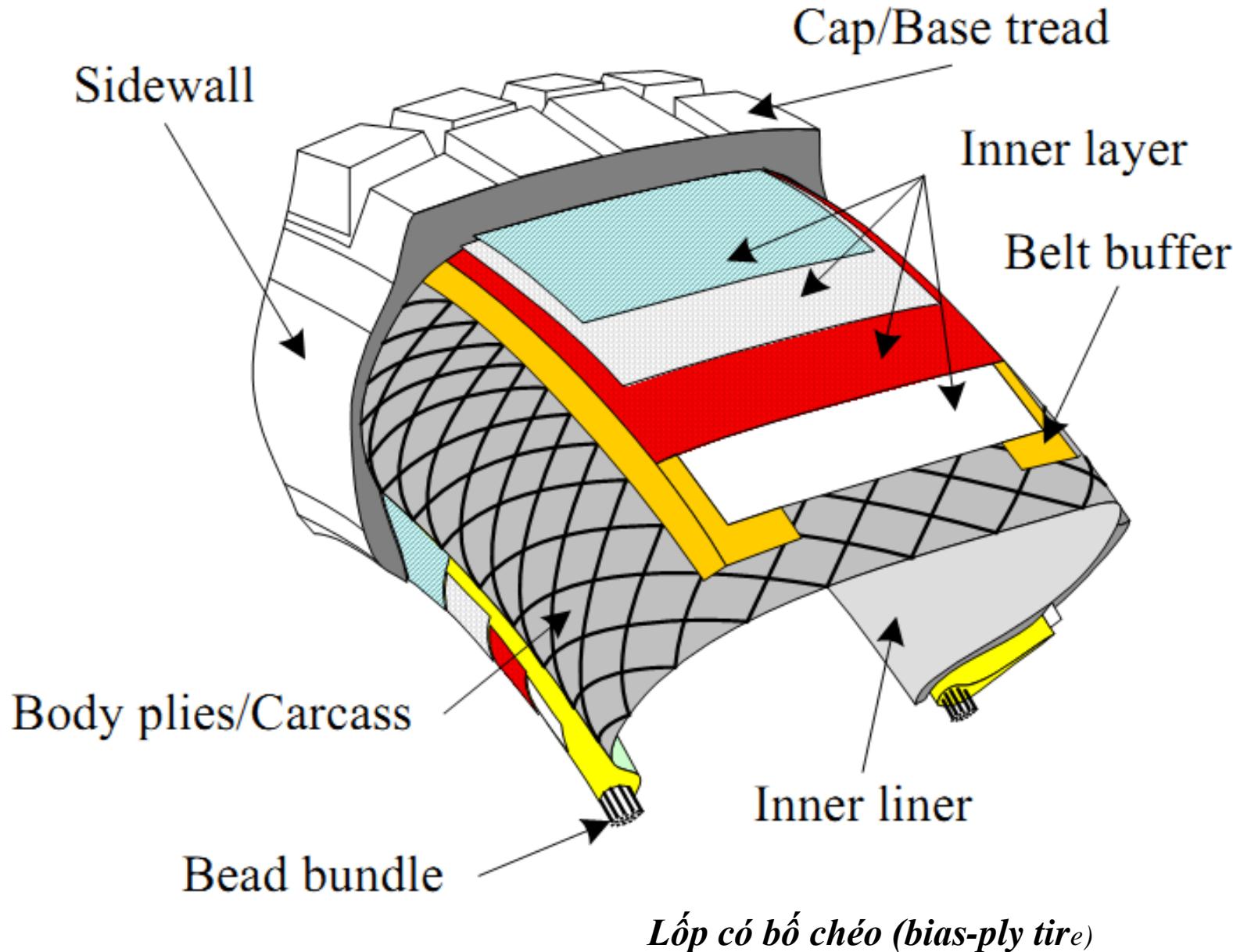
Mặt gai lốp chịu bất kỳ độ uốn nào xảy ra và làm:

- biến dạng diện tích tiếp xúc với mặt đường.
- ma sát với mặt đường.

Sợi bố khung lốp có xu hướng “cắt nhau”. Kết quả là:

- Mài mòn gia tăng
- Độ bám kém
- Tiêu thụ nhiên liệu nhiều
- Độ bám đường kém
- Tích tụ nhiệt lớn
- Dễ bị thủng

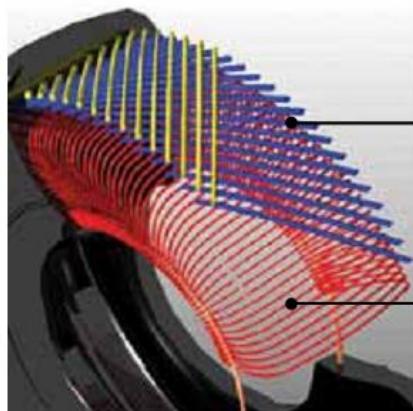
2.2 LỐP XE - Kết cấu



2.2 LỐP XE - Kết cấu

Bố tròn

+ Sử dụng trên xe con hiện đại.



Lốp bố đinh

được ổn định bằng một lớp bố làm từ nhiều sợi bố

Hông lốp

chỉ có một nhóm các sợi bố hướng tâm



Hông lốp và diện tích mặt lốp có chức năng tách biệt nhau.

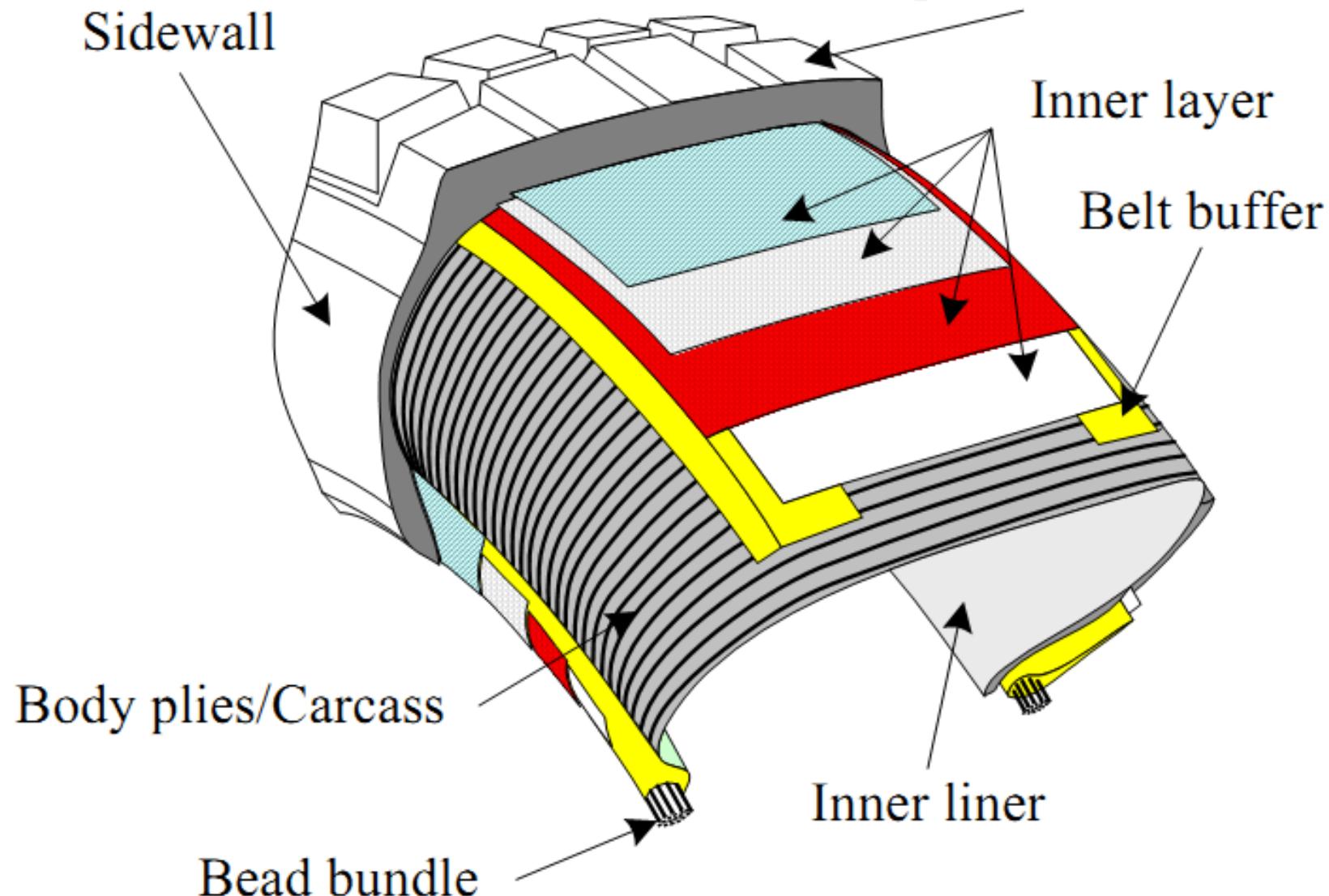
Mặt lốp không bị ảnh hưởng do độ uốn thành lốp. Vì vậy:

- Ít biến dạng khu vực tiếp xúc lốp trên với đường
- Ít ma sát với mặt đường. Không có sự di chuyển giữa các lớp bố khung.

Ưu điểm:

- Tuổi thọ của lốp bền
- Độ bám tuyệt vời
- Khoảng cách hâm giảm
- Áp suất dàn trải đều trên toàn bộ diện tích. Điều này tạo sự êm ái tuyệt vời khi lái.
- Tiêu thụ ít nhiên liệu
- Độ bám đường tốt hơn và êm ái hơn
- Lốp mát hơn: tăng độ an toàn
- Khả năng tránh thủng lốp tuyệt vời

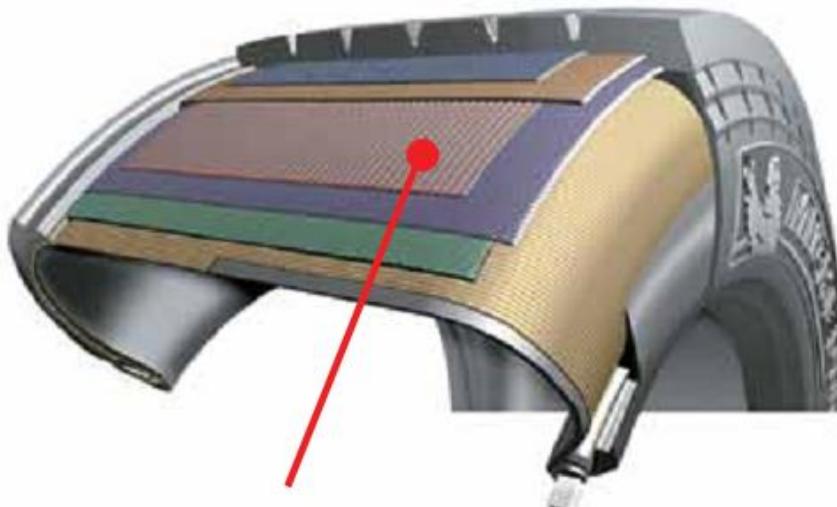
2.2 LỐP XE - Kết cấu



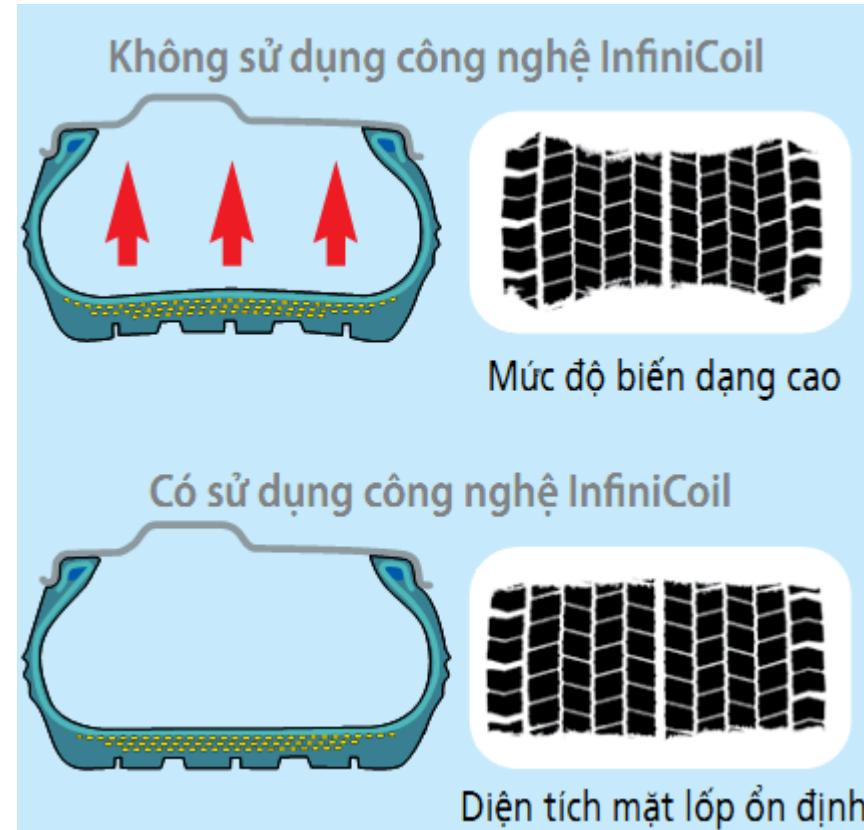
Lốp có bô tròn (radial-ply tire)

2.2 LỐP XE - Kết cấu

InfiniCoil - cấu tạo đai ổn định độc đáo được bố trí vuông góc với lớp bố hướng tâm. Nó cung cấp áp suất tiếp xúc tốt giữa lốp và mặt đất, giúp cho kéo dài tuổi thọ mặt lốp nhờ tối ưu hóa diện tích tiếp xúc khi mang tải và không mang tải và tăng độ bền cho lớp bố định lốp.

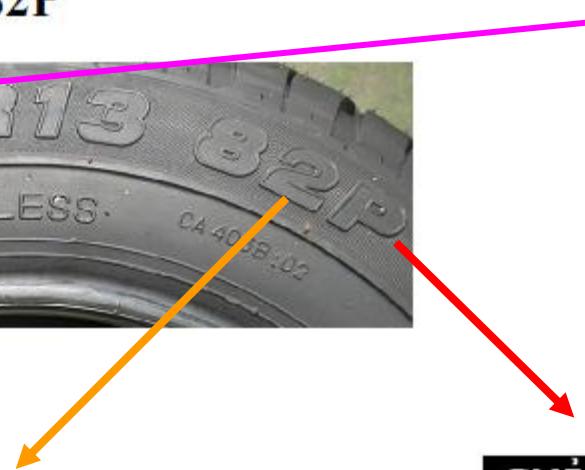
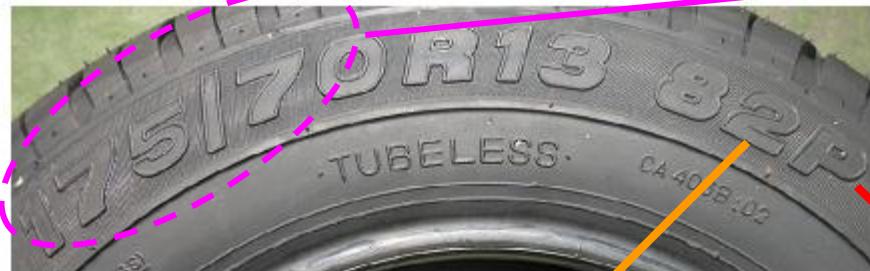


Công nghệ InfiniCoil



Các ký hiệu trên lốp

175/70 R13 82P



CHỈ SỐ TẢI TRỌNG (LI)

| | | | | | | | | | |
|----|--------|----|-----|----|-----|-----|------|-----|------|
| 60 | 250 kg | 73 | 365 | 86 | 530 | 99 | 775 | 112 | 1120 |
| 61 | 257 | 74 | 375 | 87 | 545 | 100 | 800 | 113 | 1150 |
| 62 | 265 | 75 | 387 | 88 | 560 | 101 | 825 | 114 | 1180 |
| 63 | 272 | 76 | 400 | 89 | 580 | 102 | 850 | 115 | 1215 |
| 64 | 280 | 77 | 412 | 90 | 600 | 103 | 875 | 116 | 1250 |
| 65 | 290 | 78 | 425 | 91 | 615 | 104 | 900 | 117 | 1285 |
| 66 | 300 | 79 | 437 | 92 | 630 | 105 | 925 | 118 | 1320 |
| 67 | 307 | 80 | 450 | 93 | 650 | 106 | 950 | 119 | 1360 |
| 68 | 315 | 81 | 462 | 94 | 670 | 107 | 975 | 120 | 1400 |
| 69 | 325 | 82 | 475 | 95 | 690 | 108 | 1000 | 121 | 1450 |
| 70 | 335 | 83 | 487 | 96 | 710 | 109 | 1030 | 122 | 1500 |
| 71 | 345 | 84 | 500 | 97 | 730 | 110 | 1060 | 123 | 1550 |
| 72 | 355 | 85 | 515 | 98 | 750 | 111 | 1090 | 124 | 1600 |

CHỈ SỐ TỐC ĐỘ (SI)

| | | | |
|---|--------------|----|---------------|
| F | tới 80 km/h | R | tới 170 km/h |
| G | tới 90 km/h | S | tới 180 km/h |
| J | tới 100 km/h | T | tới 190 km/h |
| K | tới 110 km/h | H | tới 210 km/h |
| L | tới 120 km/h | VR | trên 210 km/h |
| M | tới 130 km/h | V | tới 240 km/h |
| N | tới 140 km/h | Z | trên 240 km/h |
| P | tới 150 km/h | W | tới 270 km/h |
| Q | tới 160 km/h | | |

Treadwear : là thông số về độ mòn của gân lốp xe với tiêu chuẩn so sánh là 100. Giá trị lốp xe được xếp 360, tức là nó có độ bền hơn tiêu chuẩn 3.6 lần. Tuy nhiên, thông số này chỉ chính xác khi so sánh độ bền của gân lốp xe của cùng một nhãn hiệu.

Traction : số đo khả năng dừng của lốp xe theo hướng thẳng, trên mặt đường trơn. AA là hạng cao nhất, A là tốt, B là trung bình, C là kém nhất.



Temperature: đo khả năng chịu nhiệt độ của lốp khi chạy trên đường dài với tốc độ cao. A là cao nhất; B là trung bình; C là kém nhất.



Mã số nhà máy

Mã ngày
sản xuất

Mã nhà máy – mã số hai ký tự đặt tên nhà máy sản xuất (Nhà máy khu vực châu Á: 3L = Thái Lan, 7V = Trung Quốc)
Mã ngày sản xuất – Hai ký tự đầu tiên chỉ tuần, hai ký tự cuối chỉ năm. Ví dụ 2007 = tuần thứ 20 của năm 2007.

2.3 LỐP XE - Ký hiệu lốp ô tô

Example 1

- a) 165 SR 13 Mx
- b) 185/70 VR 15 XWX

165 or 185 = nominal section width of tyre in millimetres
 70 = 70% aspect ratio (Note no figures following 165 indicates 82% aspect ratio)
 S or V = letter indicates speed capability (S = 180, V = 210 km/h)
 R = radial construction
 13 or 15 = nominal wheel rim diameter in inches
 MX, XWX = manufacturer's tread pattern

Example 2 6.45 Q 14

6.45 = nominal section width of tyre in inches
 Q = letter indicates speed capability (speed symbol Q = 160 km/h)
 14 = nominal wheel rim diameter in inches

Note No aspect ratio or construction indicated. Therefore assume 82% aspect ratio and cross-ply construction.

Example of new form of marking 205/70 R 13 80 S MXV

205 = normal section width in millimetres
 70 = 70% aspect ratio
 R = radial construction
 13 = nominal wheel rim diameter in inches
 80 = load index (from Table 8.2: 80 = 450 kg)
 S = speed symbol (from Table 8.1: S = 180 km/h)
 MXV = manufacturer's tread pattern code

2.3 LỐP XE - Ký hiệu lốp ô tô

Example 10 R 20.0 PR12 XZA

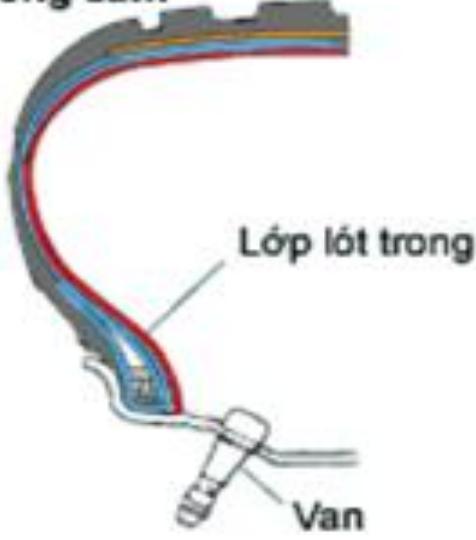
- 10 = nominal section width of tyre in inches
- R = radial construction
- 20.0 = nominal wheel rim diameter in inches
- PR12 = ply rating
- XZA = manufacturer's tread pattern

Example 295/70 R 22.5 Tubeless 150/140L XZT

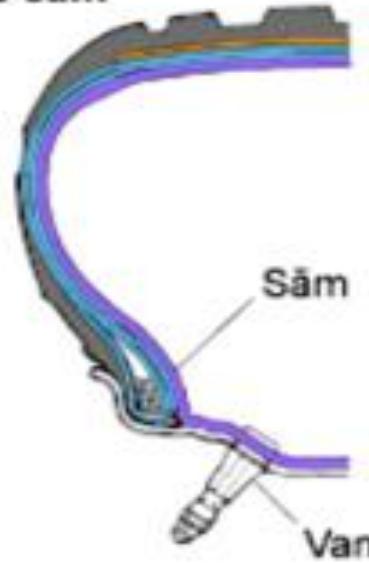
- 295 = nominal section width of tyre in millimetres
- 70 = 70% aspect ratio
- R = radial construction
- 22.5 = nominal rim diameter in inches
- 150 = load index for singles (from Table 8.2: 150 = 3350 kg per tyre)
- 140 = load index for twins (from Table 8.2: 140 = 2500 kg per tyre)
- L = speed symbol (from Table 8.1: L = 120 km/h)
- XZT = manufacturer's tread pattern

2.4 LỐP XE - Các loại lốp đặc biệt

Lốp không săm

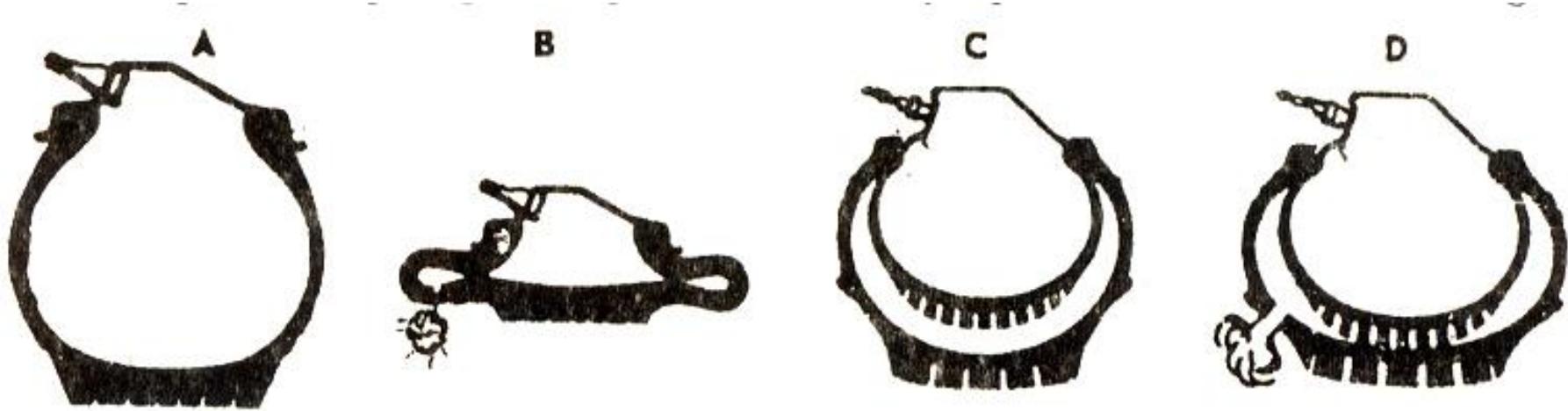


Lốp có săm



Lốp không săm

2.4 LỐP XE - Các loại lốp đặc biệt



Kết cấu của loại lốp an toàn hai lớp vỏ : A- Vỏ xe bình thường chỉ có một lớp vỏ. B- Vỏ xe một lớp khi bị xì. C- Lốp xe đặc biệt hai lớp vỏ lúc bơm căng. D- Lốp xe đặc biệt lúc bị thủng.

Lốp an toàn hai lớp vỏ

(Có thể chạy thêm 160km với vận tốc 80km/h sau khi thủng)

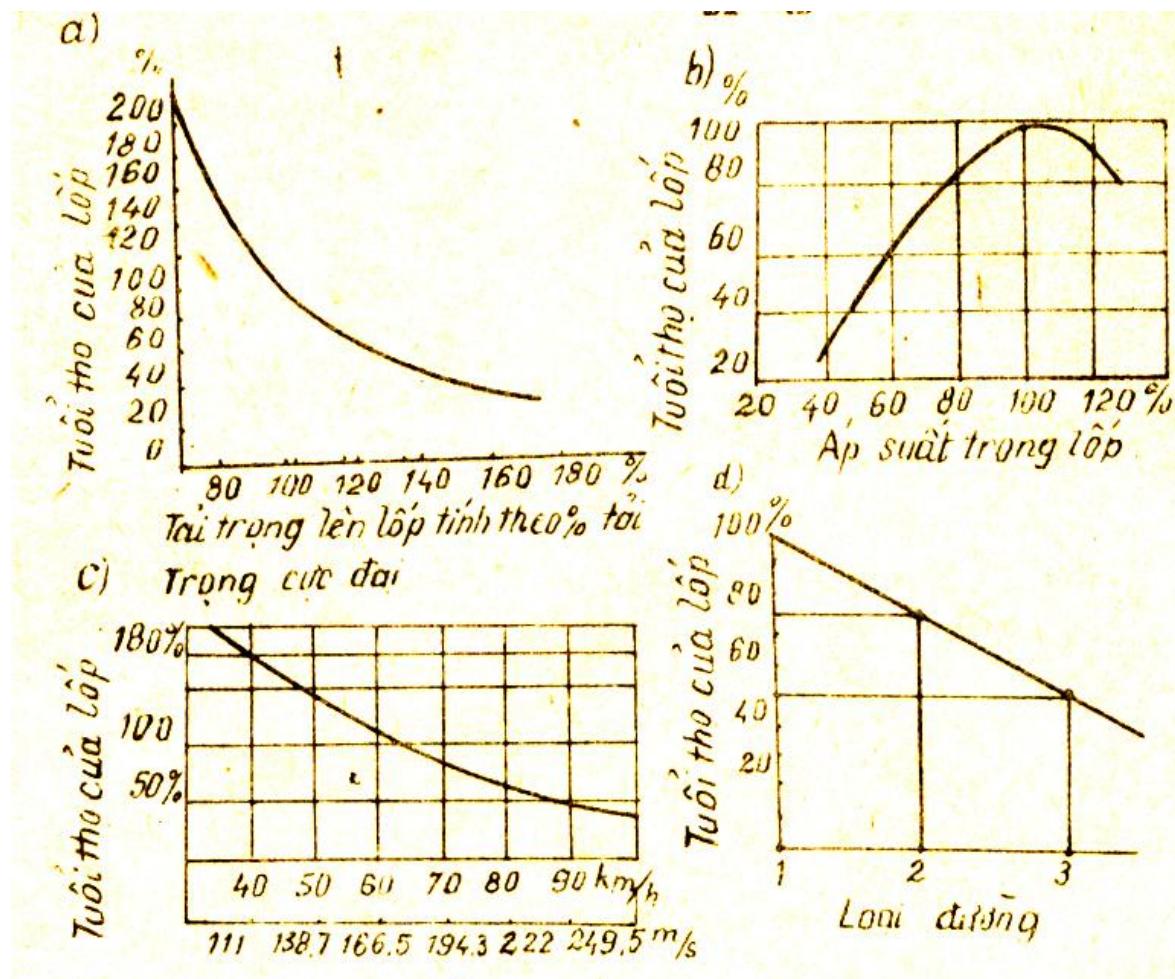
2.4 LỐP XE - Các loại lốp đặc biệt



Lốp dự phòng

(Áp suất 4 kG/cm², v= 80km/h, S = 1600 - 4800km)

3. BẢO TRÌ LỐP XE - Các nhân tố ảnh hưởng



1. Đường nhựa
2. Đường đá
3. Đường nhiều ổ gà

3. BẢO TRÌ LỐP XE - Các nhân tố ảnh hưởng

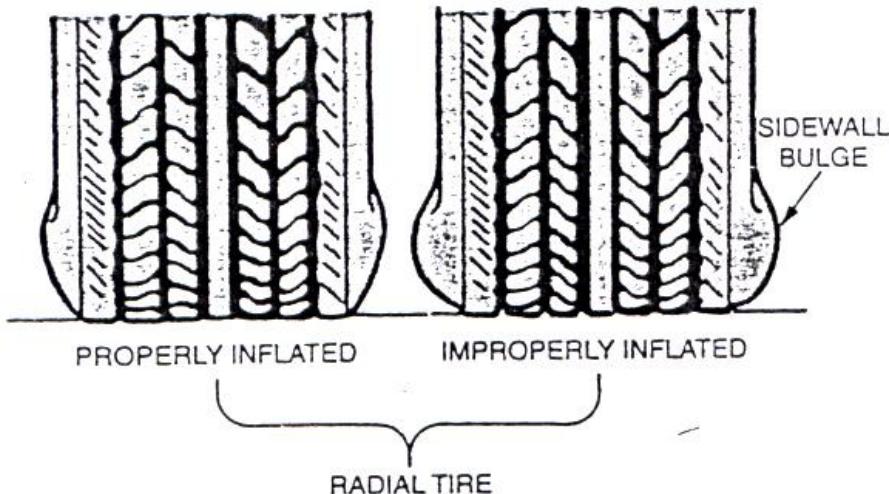
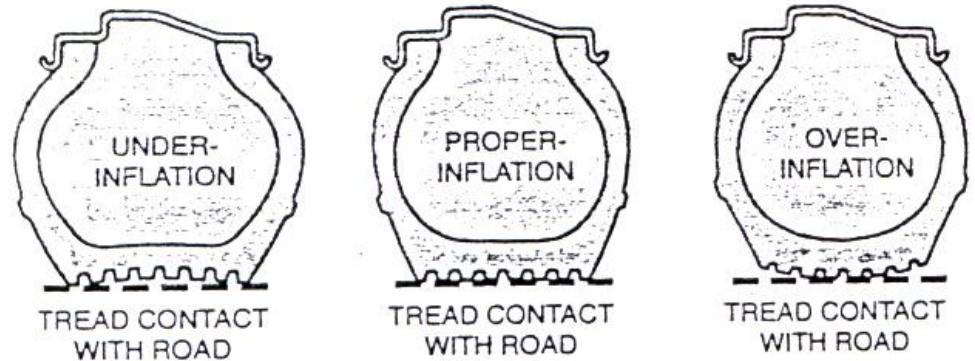


| Tình trạng lốp | Mòn hai vai | Mòn phần giữa | Mòn hình lông chim | Mòn một phần | Mòn mũi gót |
|----------------|----------------------|---------------------|--------------------|-------------------|---------------------|
| Ng. nhân | áp suất lốp quá thấp | áp suất lốp quá cao | Độ chụm bị sai | Góc Camber bị sai | Bánh không dẫn động |
| | | | | | |

Áp suất hơi trong lốp : Du lịch 1,54 - 2,10 kG/cm²

Tải nặng, Bus: Đến 7kG/cm²

3. BẢO TRÌ LỐP XE - Các nhân tố ảnh hưởng



3. BẢO TRÌ LỐP XE - Các nhân tố ảnh hưởng



Kiểm tra áp suất bằng máy

3. BẢO TRÌ LỐP XE

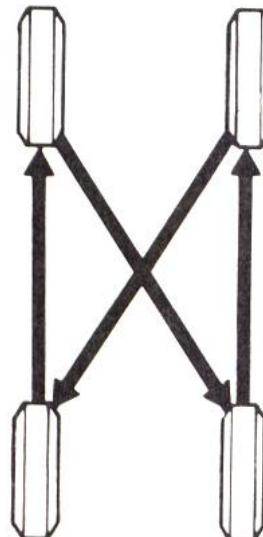
Kiểm tra lốp thường xuyên;

Bơm đủ áp suất;

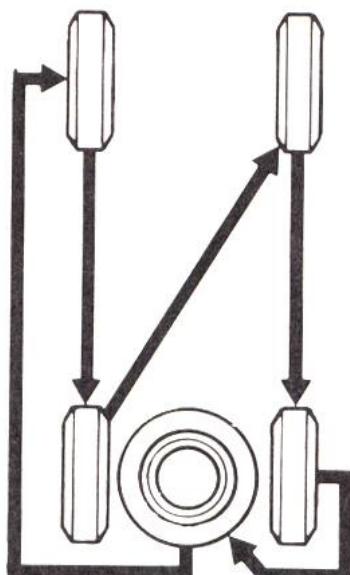
Không chở quá tải trọng cho phép;

Đảo lốp định kỳ sau mỗi 8000 km;

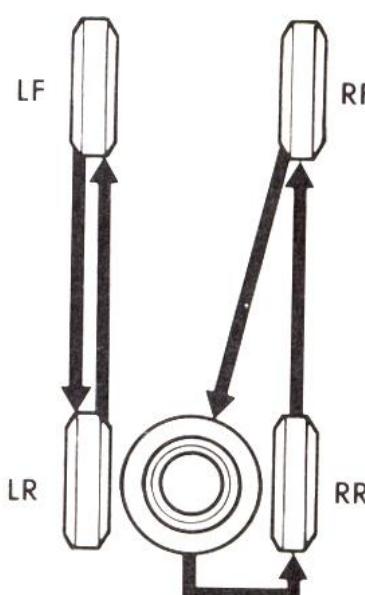
Cân bằng lốp.



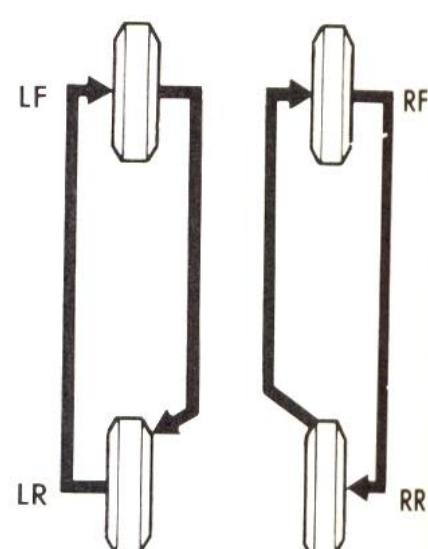
BIAS PLY TIRE
4 WHEEL ROTATION



BIAS PLY TIRE
5 WHEEL ROTATION



5 WHEEL ROTATION



4 WHEEL ROTATION

BIAS-BELTED TIRES

RADIAL TIRES

HẾT CHƯƠNG 10